

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-030952

(43)Date of publication of application : 31.01.2002

(51)Int.Cl.

F02D 29/02
B60K 6/02
B60K 17/356
B60L 11/14

(21)Application number : 2000-219408

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 19.07.2000

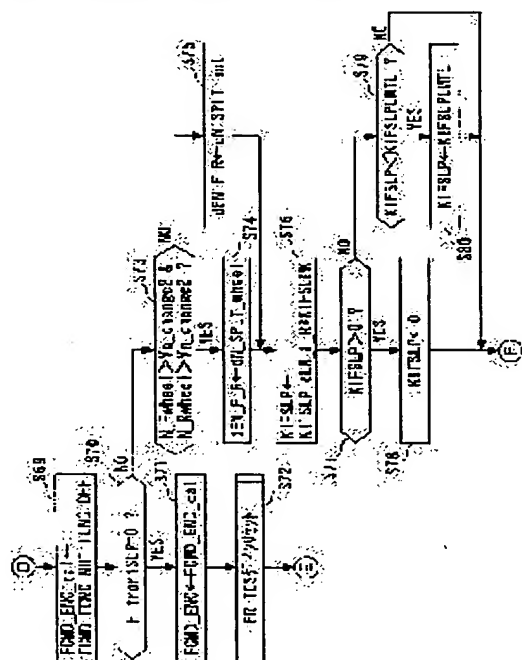
(72)Inventor : KITANO KAZUHIKO
FUKUDA TOSHIHIKO
YONEKURA HISAHIRO
UCHIYAMA NAOKI
HONDA KENJI

(54) DRIVING FORCE CONTROL DEVICE FOR FRONT AND REAR DRIVE VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a driving force control device for a front and a rear wheel drive vehicle to enable maintenance of an optimum slip state even in a low friction road and security of stable running ability.

SOLUTION: The driving force control device comprises a target drive force calculating means 11 to calculate a target drive force FCMD of a vehicle 2; a motor target drive force calculating means 11 to calculate a target drive force FCMD-MOT of an electric motor 4; an engine target drive calculating means 11 to calculate a target drive force FCMD-ENG of an engine 3 based on the target drive force and the motor target drive force; a slip deciding means 11 to decide the slip state of a drive wheel on the engine 3 side based on a difference in the number of revolutions between front and rear drive wheels and the target differential number of revolutions DN-F-R set based on the running state of the vehicle 2; and an engine drive force correcting means 11 to decrease for correction an engine target drive force so that the differential number of revolutions is maintained at the target difference number of revolutions.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision
of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

*** NOTICES ***

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] An accelerator opening detection means to be the driving force control unit of a ring drive car before and after driving one side of the driving wheel of order with an engine and driving another side by the electric motor, and to detect accelerator opening, A vehicle speed detection means to detect the vehicle speed, and a target driving force calculation means to compute the target driving force of said car based on said accelerator opening and vehicle speed which were detected, A motor target driving force calculation means to compute the target driving force of said electric motor based on said target driving force, An engine target driving force calculation means to compute the target driving force of said engine based on said target driving force and said motor target driving force, The motorised control means which carries out drive control of said electric motor based on said motor target driving force, The engine drive control means which carries out drive control of said engine based on said engine target driving force, A difference rotational frequency detection means to detect the difference rotational frequency between the driving wheels of said order, and a target difference rotational frequency setting means to set up a target difference rotational frequency based on the parameter showing the run state of said car, A slip judging means to judge the slip condition of the driving wheel by the side of said engine based on said detected difference engine speed and said target difference engine speed, When judged with the slip being generated in the driving wheel by the side of said engine with the slip judging means concerned The driving force control unit of a ring drive car before and after characterizing by having the engine drive amendment means which carries out reduction amendment of said engine target driving force so that said difference engine speed may be maintained to said target difference engine speed.

[Claim 2] The driving force control unit of a ring drive car before and after [according to claim 1] characterizing by having further the motorised force amendment means which carries out increase amendment of said motor target driving force when judged with the slip being generated in the driving wheel by the side of said engine with said slip judging means.

[Claim 3] It is the driving force control unit of a ring drive car before and after [according to claim 1] having further a difference engine-speed variation detection means to detect the variation of said difference engine speed and characterizing by said engine drive amendment means carrying out reduction amendment of said engine target driving force according to said detected difference engine-speed variation.

[Claim 4] The parameter showing said run state is the driving force control unit of a ring drive car before and after [according to claim 1] characterizing by including at least one of road surface inclination, a steering angle, the vehicle speed, and the accelerator opening.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the driving force control unit of the ring drive car before and after the type which drives either a front wheel or a rear wheel with an engine, and drives another side by the electric motor.

[0002]

[Description of the Prior Art] What was indicated by JP,2000-79831,A is known as this conventional kind of a driving force control unit. An order [this] ring drive car is a thing of a type which drives a front wheel with an engine and drives a rear wheel by the motor. In this control unit, when a front wheel slips in the time of start on low friction ways, such as a snowy road, etc., in order to perform that slip control, the driving force of a front wheel is reduced. Moreover, when judged with the run state expected that advance of a car is possible from the vehicle speed etc., actuation of a motor is forbidden and he is trying to aim at energy saving by it during control of such a front-wheel slip.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, in this conventional driving force control unit, while the driving force as the whole car becomes needy since actuation of a motor is forbidden simply and the assistance by it is stopped completely when a car is judged to be the former Yuki-yoshi ability, it becomes easy to increase a front-wheel slip during front-wheel slip control. Moreover, since the car is judging that it is the former Yuki-yoshi ability by prediction from the vehicle speed at that time etc., there is a problem that the performance traverse which could not maintain a front wheel -- a front-wheel slip may become excessive -- in the optimal slip condition, consequently was stabilized according to the actuation situation of a subsequent accelerator pedal etc. on the low friction way etc. is not securable.

[0004] By being made in order to solve such a technical problem, and controlling engine driving force appropriately, without stopping the assistance by the electric motor, when the driving wheel driven with an engine slips, this invention can maintain a driving wheel in the optimal slip condition also on a low friction way, and aims at offering the driving force control unit of a ring drive car before and after the stable performance traverse is securable by that cause.

[0005]

[Means for Solving the Problem] In order to attain this purpose, invention concerning claim 1 of this invention the driving wheel of order -- on the other hand (it front-wheel-WFL(s) it can set in an operation gestalt (the same in the following and this paragraph) --) An accelerator opening detection means to be the driving force control unit of a ring drive car before and after driving WFR with an engine 3 and driving another side (rear wheels WRL and WRR) by the electric motor 4, and to detect accelerator opening θ_{AP} (accelerator opening sensor 16), A vehicle speed detection means to detect the vehicle speed V_{car} (the wheel rotational frequency sensor 12, ECU11), A target driving force calculation means to compute the target driving force $FCMD$ of a car 2 based on accelerator opening θ_{AP} and the vehicle speed V_{car} which were detected (ECU11, step 31 of drawing 3), A motor target driving force calculation means to compute the target driving force (rear wheel target driving force $FCMD_{MOT}$) of an electric

motor 4 based on the target driving force FCMD (ECU11, step 33 of drawing 3), An engine target driving force calculation means to compute the target driving force (front-wheel target driving force FCMD_ENG) of an engine 3 based on the target driving force FCMD and motor target driving force (ECU11, step 69 of drawing 12), The motorised control means which carries out drive control of the electric motor 4 based on motor target driving force (Motor Driver 10), The engine drive control means which carries out drive control of the engine 3 based on engine target driving force (actuator 24), the driving wheels WFL, WFR, and WRL of order, and the difference rotational frequency between WRR(s) (it wheel(s) front rear wheel difference rotational frequency N_SPLT_ --) A difference rotational frequency detection means to detect N_SPLT_mot (the wheel rotational frequency sensor 12, the countershaft rotational frequency sensor 14, the motor rotational frequency sensor 15, ECU11), A target difference rotational frequency setting means to set up a target difference rotational frequency (before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R) based on the parameter showing the run state of a car 2 (ECU11, steps 48 and 52 of drawing 6), A slip judging means to judge the slip condition of the driving wheel by the side of an engine 3 (front wheels WFL and WFR) based on the difference engine speed and target difference engine speed which were detected (ECU11, steps 51, 55, and 56 of drawing 6), When judged with the slip being generated in the driving wheel by the side of an engine 3 with the slip judging means It is characterized by having the engine drive amendment means (ECU11, step 87 of drawing 13) which carries out reduction amendment of the engine target driving force so that a difference engine speed may be maintained to a target difference engine speed.

[0006] While according to the driving force control unit of an order [this] ring drive car the target driving force of a car is computed and the target driving force of an electric motor is computed based on this target driving force based on the accelerator opening and the vehicle speed which were detected, based on such target driving force and motor target driving force, engine target driving force is computed further. Moreover, while detecting the difference rotational frequency between the driving wheels of order, a target difference rotational frequency is set up based on the parameter showing the run state of a car. And while judging the slip condition of the driving wheel by the side of an engine based on the difference engine speed and target difference engine speed which were detected, when it is judged with the slip having been generated, reduction amendment of the engine target driving force is carried out so that a difference engine speed may be maintained to a target difference engine speed.

[0007] Thus, while judging whether the driving wheel by the side of an engine has slipped based on the actual difference engine speed and target difference engine speed between the driving wheels of order according to this invention, an actual difference engine speed is maintained to a target difference engine speed by carrying out reduction amendment of the engine drive during a slip of the driving wheel by the side of this engine. That is, since engine drive is appropriately controlled to maintain the difference engine speed of order to a target difference engine speed, without stopping the assistance by the electric motor when the driving wheel by the side of an engine slips, also on a low friction way, the performance traverse which could maintain the driving wheel by the side of an engine in the optimal slip condition, therefore was stabilized is securable.

[0008] In the driving force control device of claim 1, invention concerning claim 2 is characterized by having further the motorised force amendment means (ECU11) which carries out increase amendment of motor target driving force FCMD_MOT, when judged with the slip being generated in the driving wheel by the side of an engine 3 with the slip judging means.

[0009] According to this configuration, during slip generating of the driving wheel by the side of an engine, since increase amendment of the motor target driving force is carried out in parallel to reduction amendment of the engine target driving force being carried out, the difference rotational frequency of order can be completed as a target difference rotational frequency at an early stage.

[0010] Moreover, invention concerning claim 3 is further equipped with a difference rotational frequency variation detection means (ECU11, steps 74 and 75 of drawing 12) to detect the

variation (front rear wheel difference rotational frequency variation dEN_F_R) of a difference rotational frequency, in the driving force control unit of claim 1, and an engine drive amendment means is characterized by carrying out reduction amendment of engine target driving force $FCMD_ENG$ according to the detected difference rotational frequency variation.

[0011] With this configuration, since reduction amendment of the engine target driving force under slip generating is performed according to the difference rotational frequency variation of order, the convergency of the difference rotational frequency to a target difference rotational frequency can be raised.

[0012] Furthermore, the parameter with which invention concerning claim 4 expresses a run state in the driving force control unit of claim 1 is characterized by including at least one of road surface inclination (climb angle $SLOPE_ANG$), steering angle θ_{STR} , the vehicle speed V_{car} , and the accelerator opening θ_{AP} .

[0013] According to this configuration, a target difference rotational frequency can be appropriately set up according to the volition of the actual run state of a car, or an operator.

[0014]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the desirable operation gestalt of this invention is explained, referring to a drawing. Drawing 1 shows the outline configuration of the ring drive car (henceforth a "car") 2 before and after applying the driving force control unit 1 by this invention. As shown in this drawing, this car 2 drives the rear wheels WRL and WRR on either side by the electric motor (henceforth a "motor") 4 while driving the front wheels WFL and WFR on either side with an engine 3.

[0015] The engine 3 is carried in the anterior part of a car 2 every width, and is connected to front wheels WFL and WFR through the automatic transmission 5 which has torque-converter 5a, and the front differential 6 which has a reduction gear (not shown).

[0016] The motor 4 is connected to rear wheels WRL and WRR through the rear differential 9 which has an electromagnetic clutch 8 and a reduction gear (not shown) while connecting with the dc-battery 7 which is the driving source. When the motor 4 is driving with the dc-battery 7 (drive mode) and the electromagnetic clutch 8 is connected, rear wheels WRL and WRR drive and a car 2 will be in a four-wheel-drive condition at this time. In addition, the output of a motor 4 can be changed into arbitration within the limits of a maximum of 12kW. On the other hand, the motor 4 has the function as a generator to generate electricity when the rotation drive is carried out by the braking energy of a car 2 (regeneration mode), and to charge the generated power (regeneration energy) at a dc-battery 7. The charge residue SOC of this dc-battery 7 is computed by ECU11 mentioned later based on the current and electrical-potential-difference value of the detected dc-battery 7.

[0017] The motor 4 is connected to ECU11 mentioned later through Motor Driver 10, and a setup and driving torque of the change in the drive mode of a motor 4 and regeneration mode and the maximum output at the time of drive mode, the amount of regeneration at the time of regeneration mode, etc. are controlled by Motor Driver 10 controlled by ECU11. Connection and cutoff of an electromagnetic clutch 8 are also controlled by controlling supply and a halt of the current to the solenoid (not shown) by ECU11.

[0018] The wheel rotational frequency sensor 12 of a magnetic pickup type is formed in front wheels WFL and WFR and rear wheels WRL and WRR on either side, respectively, and the pulse signal showing each wheel rotational frequency N_floor line, N_FR , N_RL , and N_RR is outputted to ECU11 from these wheel rotational frequency sensors 12, respectively. ECU11 computes right-and-left front-wheel rotational frequency average N_Fwheel , right-and-left rear wheel rotational frequency average N_Rwheel , the vehicle speed V_{car} , etc. from these pulse signals. Moreover, the Main countershaft rotational frequency sensors 14a and 14b of the magnetic pickup type which outputs the pulse signal to which the crank angle sensor 13 which outputs the crank pulse signal CRK for every predetermined crank angle expresses those several Nm rotations and $N_{counter}$ with main shaft 5b of an automatic transmission 5 and countershaft (not shown) to the crankshaft (not shown) of an engine 3 are formed, respectively, and these signals are also outputted to ECU11. ECU11 computes the velocity ratio e of torque-converter 5a from

this engine speed NE and several Nm main shaft rotation while computing an engine speed NE based on the crank pulse signal CRK ($e=Nm/NE$). Moreover, the motor engine-speed sensor 15 by the resolver which outputs the pulse signal which expresses that engine speed Nmot with a motor 4 is formed, and this signal is also outputted to ECU11.

[0019] Moreover, the detecting signal to which the detecting signal showing opening (accelerator opening) thetaAP which contains ON/OFF of an accelerator pedal 17 from the accelerator opening sensor 16 expresses the charge residue SOC of a dc-battery 7 from the charge sensor 18 is inputted into ECU11, respectively. The detecting signal to which the detecting signal to which the detecting signal which expresses brake pressure PBR further from the brake pressure sensor 19 attached in the master cylinder (not shown) of a brake expresses steering angle thetaSTR of a handle (not shown) from the steering angle sensor 20 expresses the shift-lever location POSI of an automatic transmission 5 from the shift-position sensor 21 expresses the acceleration GF and GR of the wheel of order from acceleration sensors 22 and 23 is inputted into ECU11, respectively.

[0020] The above ECU 11 consists of microcomputers (neither is illustrated) which consist of RAM, ROM, a CPU, an I/O interface, etc. ECU11 computes the target driving force FCMD of a car 2, front-wheel target driving force FCMD_ENG, and rear wheel target driving force FCMD_MOT based on the result while it detects the run state of a car 2 and judges the control mode based on the detecting signal from the various sensors mentioned above. And the opening (whenever [throttle valve-opening] thetaTH) of a throttle valve 25 is controlled by outputting driving signal DBW_TH based on computed front-wheel target driving force FCMD_ENG to the DBW-type actuator 24, and the driving force of an engine 3 is controlled by it. Moreover, the driving force of a motor 4 is controlled by outputting motor demand torque signal TRQ_MOT based on rear wheel target driving force FCMD_MOT to Motor Driver 10.

[0021] Drawing 2 is a flow chart which shows the Main flow of the control processing performed by ECU11. This program is performed by every predetermined time (for example, 10ms). By this control processing, it is step 21 ("S21" and illustration.) first. the following -- being the same -- it sets and the condition of a car 2 is detected. While reading the parameter signal specifically detected by the various sensors mentioned above and performing predetermined operations, such as calculation of the vehicle speed Vcar, and presumption of climb angle SLOPE_ANG, based on these, it judges whether a car 2 is in which run state of advance, retreat, and a halt. Moreover, based on the vehicle speed pulse signal from each wheel rotational frequency sensor 12 etc., as front rear wheel difference rotational frequency N_SPLT_Wheel, its target difference rotational frequency DN_F_R, etc. are mentioned later, they are computed, and while judging the slip condition of the front wheels WFL and WFR mentioned later based on these, calculation of the output characteristics of a motor 4 etc. is performed according to the judgment result.

[0022] Subsequently, the control mode of a car 2 is judged from the shift-lever location POSI of an automatic transmission 5 detected at step 21, the ON/OFF condition of an accelerator pedal (henceforth "AP") 17, and the run state of a car 2 (step 22). A car 2 is in an advance condition, and the control mode is specifically judged to be advance drive mode, when AP17 is ON. A car 2 is in an advance condition, and when AP17 is OFF, it judges with advance regeneration mode, when a car 2 is a idle state, it judges with stop mode, a car 2 is in a retreat condition, and when AP17 is ON, and when it is OFF, it judges with retreat drive mode and retreat regeneration mode, respectively.

[0023] Next, according to the control mode judged at step 22, the target driving force FCMD of the car 2 whole, front-wheel target driving force FCMD_ENG, and rear wheel target driving force FCMD_MOT are computed (step 23). About this, it mentions later.

[0024] Subsequently, ON/OFF control of an electromagnetic clutch 8 is performed (step 24). It is based on the vehicle speed Vcar and the difference engine speed of a motor 4 and rear wheels WRL and WRR, and while judging whether an electromagnetic clutch 8 is turned on or turned off, specifically based on the judgment result, ON/OFF control of the electromagnetic clutch 8 is carried out.

[0025] Next, based on the ON/OFF condition of rear wheel target driving force FCMD_MOT computed at step 23, and the electromagnetic clutch 8 controlled by step 24, demand torque TRQ_MOT of a motor 4 is computed (step 25), the driving signal based on this is outputted to Motor Driver 10, and the driving force of a motor 4 is controlled.

[0026] Subsequently, based on front-wheel target driving force FCMD_ENG computed at step 23, actuator output-value DBW_TH is computed (step 26), the driving signal based on this is outputted to an actuator 24, the driving force of an engine 3 is controlled by controlling thetaTH whenever [throttle valve-opening], and this program is ended.

[0027] Drawing 3 shows the driving force calculation subroutine performed at step 23 of drawing 2. In this control processing, the target driving force FCMD of the car 2 whole in drive mode and regeneration mode is first calculated according to the judged control mode (step 31).

[0028] The target driving force FCMD at the time of drive mode is computed by searching the table showing an example in drawing 4 according to the detected vehicle speed Vcar and AP opening thetaAP. The table value in case AP opening thetaAP is 0deg, 5deg, and 80deg(s) is typically shown in drawing 4, and the target driving force FCMD is set to it so that it may become so small that it is so large that accelerator opening thetaTH is large and the vehicle speed Vcar is large. In addition, the table value at the time of AP opening thetaAP=0deg expresses Rhine where a shift-lever location is equivalent to D4, and the target driving force FCMD is set up as a negative value in this case.

[0029] Moreover, the target driving force FCMD at the time of regeneration mode is called for by count based on the vehicle speed Vcar, its variation, brake pressure PBR, steering angle thetaSTR, and the connection condition of an electromagnetic clutch 8.

[0030] Next, a charge mode demand judging is performed (step 32). While asking for the criteria driving force of charge transit according to the vehicle speed Vcar and the charge residue SOC of a dc-battery 7, it judges whether generation-of-electrical-energy transit which charges a dc-battery 7 should be performed from the relation between this criteria driving force and the target driving force FCMD computed at step 31, and when that judgment result is affirmation, specifically, let the control mode be charge mode.

[0031] Subsequently, rear wheel target driving force FCMD_MOT is calculated (step 33). This operation is performed according to the control mode according to the control mode (either a drive, regeneration, charge and a halt) judged at step 22 and the above-mentioned step 32 of drawing 2. For example, rear wheel target driving force FCMD_MOT at the time of drive mode (at the time of assistance) is computed as follows. First, driving force order ring allocation is computed based on the weight distribution (57%: for example, the front-wheel side the rear wheel side 43%) and climb angle SLOPE_ANG at the time of a car halt. In addition, wheel engine-speed N_floor line of an order ring, N_FR and N_RL, and N_RR are values 0, and this climb angle SLOPE_ANG is computed and presumed [both] by the degree type (1) by integrating with the output of the acceleration sensors 22 and 23 of order, when the brake pedal is operated.

Climb angle SLOPE_ANG (deg)

= Order acceleration-sensor integral value / reset-time x180/pi ... (1)

[0032] Subsequently, rear wheel target driving force FCMD_MOT at the time of drive mode is computed by the degree type (2).

Rear wheel target driving force FCMD_MOT = A part for target driving force FCMD(at time of drive) x driving force rear wheel allocation + motor drag ... (2)

In addition, the amount of motor drag is the rotational resistance of a motor 4. Moreover, when computed rear wheel target driving force FCMD_MOT exceeds the upper limit torque which becomes settled by the maximum output of a motor 4, rear wheel target driving force FCMD_MOT is set as this upper limit.

[0033] Next, it progresses to step 34, and after performing predetermined filtering to rear wheel target driving force FCMD_MOT computed at the above-mentioned step 33, in step 35, front-wheel target driving force FCMD_ENG is calculated, and this program is ended. Fundamentally, this front-wheel target driving force FCMD_ENG is set up as a value which deducted rear wheel target driving force FCMD_MOT from the target driving force FCMD so that it may mention

later. moreover, when the front-wheel slip is generated, as front-wheel target driving force FCMD_ENG is mentioned later, reduction amendment is carried out by feedback control based on the front rear wheel difference engine speed of the actual condition, target difference engine-speed DN_F_R, etc.

[0034] Drawing 5 and drawing 6 show the judgment subroutine of the front-wheel slip performed at step 21 of drawing 2. In this control processing, it distinguishes whether the control mode of a car 2 is drive mode first (step 41). When this answer is except NO, i.e., drive mode, front-wheel slip flag F_frontSLP is set to "0" (step 42), and this program is ended.

[0035] The answer of said step 41 is calculated in steps 43-46 by searching each table for the parameter value for setting up before [a target] rear wheel difference engine-speed DN_F_R, when YES, i.e., the control mode, is in drive mode. In addition, as mentioned later, target slip ratio DRV_Slip_ratio is the basic value of before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R among such parameter value, and other parameter value is correction factors by which multiplication is carried out to target slip ratio DRV_Slip_ratio.

[0036] First, target slip ratio DRV_Slip_ratio is searched with step 43 according to climb angle SLOPE_ANG. Drawing 7 shows an example of a target slip ratio table, and on this table, target slip ratio DRV_Slip_ratio is set up so that a SLOPE_ANG value is large and climb angle SLOPE_ANG may become smaller in [5 or more degs] 25 or less deg. Since the weight of a car 2 joins the rear wheel WRL and WRR side and front wheels WFL and WFR become easy to slide on this so that inclination becomes sudden, it is setting target slip ratio DRV_Slip_ratio as a smaller value, and is for making a climb easy to control a slip of front wheels WFL and WFR at an early stage, and to carry out.

[0037] Next, the vehicle speed correction factor KVSip is searched according to the vehicle speed Vcar (step 44). Drawing 8 shows an example of a vehicle speed correction factor table, and on this table, the vehicle speed correction factor KVSip is set as a value 1.0, when the vehicle speed Vcar is more than the predetermined low vehicle speed, and it is set up as such less than 1.0 smaller value under with this low vehicle speed that the vehicle speed Vcar is small. While controlling a slip by carrying out reduction amendment of before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R a little at the time of start with the vehicle speed Vcar small [this], when the vehicle speed Vcar rises, since the car 2 has already moved while it is permissible, some slips are for making it not contrary to an operator's volition by suspending reduction amendment.

[0038] Subsequently, steering angle correction factor KSTR_Slip is searched according to steering angle thetaSTR (step 45). Drawing 9 shows an example of a steering angle correction factor table, and on this table, steering angle thetaSTR is set as a value 1.0 at the time of a value 0, i.e., rectilinear-propagation transit, and in the range to a low rudder angle predetermined in steering angle thetaSTR, steering angle correction factor KSTR_Slip is set up so that steering angle thetaSTR is large, and it may become a smaller value. If a slip is generated in the condition that the wheel is turned, to some slips being permissible, since the lateral force of a tire will decrease in rectilinear-propagation transit, this is carrying out reduction amendment of before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R, and is for securing the lateral force of a tire. Moreover, in the range more than a low rudder angle predetermined in steering angle thetaSTR, steering angle correction factor KSTR_Slip is set up so that it may increase gradually, as it becomes large. Since it is presumed to be the situation of the operator not making a road surface gripping a tire by a snowy road etc., but operating the handle greatly intentionally rather than such a big steering angle thetaSTR appears, this is for respecting the volition.

[0039] Next, AP opening correction factor KAP_Slip is searched according to AP opening thetaAP (step 46). Drawing 10 shows an example of AP opening correction factor table, and on this table, AP opening thetaAP is set as a value 1.0 by 20 or less degs, and between 20deg and 50deg(s), AP opening correction factor KAP_Slip is set as the bigger predetermined value 5 than 1.0 by 50 or more degs while it is set up so that it may increase gradually as AP opening thetaAP becomes large. Since this is presumed that the operator permits the slip intentionally

when AP opening thetaAP is large, it is carrying out increase amendment of before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R, and is for respecting the volition.

[0040] subsequently, the step 47 of drawing 6 -- progressing -- both right-and-left front-wheel rotational frequency average N_Fwheel and right-and-left rear wheel rotational frequency average N_Rwheel -- although -- it distinguishes whether it is larger than 1st change-over rotational frequency Vn_change1 (an equivalent for for example, vehicle speed 10 km/h). This distinction is for switching the parameter used for calculation of the front rear wheel difference rotational frequency performed next according to the size of the vehicle speed Vcar to the wheel pulse system detected by the wheel rotational frequency sensor 12, and the motor rotation pulse system detected by the countershaft rotational frequency sensor 14 and the motor rotational frequency sensor 15. These sensors 12, 14, and 15 are all the things of a magnetic pickup type, and this is constituted. Since it has the property that a rotational frequency is correctly undetectable in a low rotation region, when the vehicle speed Vcar is small While using the motor rotation pulse system of high rotation before slowing down, when the vehicle speed Vcar is large, it is for raising the calculation precision of a difference rotational frequency by using the wheel pulse system of the same input period mutually. In addition, when using a motor rotation pulse system, the countershaft rotational frequency Ncounter and the motor rotational frequency Nmot are converted into a wheel rotational frequency according to each reduction gear ratio.

[0041] Therefore, the answer of step 47 computes before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R by the degree type (3) using the parameter value calculated at said steps 43-46, while each of YES(s), i.e., N_Fwheel values, and N_Rwheel values uses right-and-left rear wheel rotational frequency average N_Rwheel as a rear wheel rotational frequency, when larger than 1st change-over rotational frequency Vn_change1.

$$DN_F_R = N_Rwheel * (DRV_Slip_ratio + Slip_ratio_zero) * KVSlip * KSTR_Slip * KAP_Slip \dots (3)$$

Here, Slip_ratio_zero is the rear wheel slip ratio zero-point correction value for amending this, when the diameters of a tire of a front wheel and a rear wheel differ, for example, it is detected at the time of start, and is memorized by ECU11.

[0042] Next, before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R computed at the above-mentioned step 48 distinguishes whether it is below the 1st lower limit DN_F_R_MIN1 (an equivalent for for example, vehicle speed 1 km/h) (step 49). It progresses to step 51, after, holding before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R on the other hand (step 50) by the thing which set before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R as 1st lower limit DN_F_R_MIN1 and for which step 50 is skipped at the time of NO, when this answer is YES.

[0043] At this step 51, the deflection (N_SPLT_wheel-DN_F_R) of actual front rear wheel difference rotational frequency N_SPLT_wheel and above-mentioned before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R is computed as a fruit / before [a target] rear wheel difference rotational frequency deflection EN_F_R, and it progresses to step 56 mentioned later. Here, front rear wheel difference rotational frequency N_SPLT_wheel is the difference (=N_Fwheel-N_Rwheel) of right-and-left front-wheel rotational frequency average N_Fwheel and right-and-left rear wheel rotational frequency average N_Rwheel.

[0044] On the other hand, the answer of said step 47 performs the same operation as said steps 48-51 using a motor rotation pulse system, when either NO, i.e., a N_Fwheel value, or a N_Rwheel value is one or less 1st change-over rotational frequency Vn_change. That is, before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R is computed by replacing with right-and-left rear wheel rotational frequency average N_Rwheel as a rear wheel rotational frequency in said formula (3), and using the motor rotational frequency Nmot first, (step 52). Subsequently, computed before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R distinguishes whether it is below bigger 2nd lower limit DN_F_R_MIN2 (an equivalent for for example, vehicle speed 3 km/h) than said DN_F_R_MIN1 (step 53).

[0045] When this answer is YES, on the other hand (step 54) at the time of NO, before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R is held by the thing which set before

[a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R as 2nd lower limit $DN_F_R_MIN2$ and for which step 54 is skipped. subsequently, in step 55, using N_SPLT_mot as a front rear wheel difference rotational frequency of the actual condition, deflection ($N_SPLT_mot - DN_F_R$) with above-mentioned before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R is computed as a fruit / before [a target] rear wheel difference rotational frequency deflection EN_F_R , and it progresses to step 56. Here, front rear wheel difference rotational frequency N_SPLT_mot is the difference ($=N_{counter} - N_{mot}$) of the countershaft rotational frequency $N_{counter}$ and the motor rotational frequency N_{mot} .

[0046] Subsequently, in step 56, it distinguishes whether the fruit / before [a target] rear wheel difference rotational frequency deflection EN_F_R computed at said step 51 or step 55 are less than zero. this answer is YES, $EN_F_R < 0$ [i.e.,], front-wheel slip flag F_front is set to "0" (step 57), and this program is ended noting that the front-wheel slip is not generated, when the front rear wheel difference rotational frequency (N_SPLT_wheel or N_SPLT_mot) of the actual condition is smaller than before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R .

[0047] on the other hand, the answer of step 56 is NO, $EN_F_R \geq 0$ [i.e.,], front-wheel slip flag F_front is set to "1" (step 58), and this program is ended noting that the front-wheel slip is generated, when the front rear wheel difference rotational frequency of the actual condition is more than before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R .

[0048] Thus, if generating of a front-wheel slip is detected, while the maximum output of a motor 4 will increase from 4kW to 8kW, drive mode in which rear wheels WRL and WRR are driven by the motor 4 (assistance) is performed. moreover, based on the front rear wheel difference engine speed of the actual condition, before [a target] rear wheel difference engine-speed DN_F_R , etc., reduction amendment of front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ is carried out by feedback control so that it may state below.

[0049] Drawing 11 – drawing 13 show the calculation subroutine of front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ performed at step 35 of drawing 3 . In this control processing, it distinguishes first whether the control mode of a car 2 is regeneration mode or stop mode (step 61). the time of this answer being NO -- front-wheel target driving force calculated-value $FCMD_ENG_cal$ -- engine drag part $FENG_OFF$ (4 about D, negative value) -- setting up (step 62) -- this $FCMD_ENG_cal$ value is determined as front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ (step 63). subsequently, the control gain (FR_TCS gain) used at the time of the feedback control mentioned later -- P term, I term, D term, and the amount of PID control are reset to a value 0 (step 64), and this program is specifically ended.

[0050] On the other hand, when the answer of said step 61 is NO and the control mode is drive mode or charge mode, it is in charge mode of them, or no is distinguished (step 65). At the time of charge mode, front-wheel target driving force calculated-value $FCMD_ENG_cal$ is computed by the degree type (4) using the target driving force $FCMD$ computed, respectively and rear wheel target driving force $FCMD_MOT$ at said step 31 and step 33 (step 66).

$FCMD_ENG_cal = FCMD - FCMD_MOT - FENG_OFF \dots (4)$

As mentioned above, engine drag part $FENG_OFF$ is used as a subtraction term by the formula (4), since it is a negative value in itself, and the part will be added to driving force. subsequently, said steps 63 and 64 -- the same -- this $FCMD_ENG_cal$ value -- as front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ -- determining (step 67) -- FR_TCS gain is reset to a value 0 (step 68), and this program is ended.

[0051] On the other hand, when the answer of said step 65 is NO and the control mode is drive mode, front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ for the time of drive mode is computed after step 69. First, front-wheel target driving force calculated-value $FCMD_ENG_cal$ is computed by the formula (4) like said step 67 (step 69). Subsequently, it distinguishes whether front-wheel slip flag $F_frontSLP$ is "0" (step 70). When YES, i.e., a front-wheel slip, has not occurred, after this answer determines front-wheel target driving force calculated-value $FCMD_ENG_cal$ computed at step 69 as front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ as it is (step 71), it resets FR_TCS gain to a value 0 (step 72), and ends this program. Thus, when the front-wheel slip is

not generated, front-wheel target driving force FCMD_ENG at the time of drive mode is fundamentally determined as a value which deducted rear wheel target driving force FCMD_MOT from the target driving force FCMD.

[0052] On the other hand, the answer of said step 70 is NO, $F_{frontSLP}=1$ [i.e.,], and when the front-wheel slip is generated, front-wheel target driving force FCMD_ENG is computed by PID feedback control henceforth [the following step 73]. both [first,] right-and-left front-wheel rotational frequency average N_{Fwheel} and right-and-left rear wheel rotational frequency average N_{Rwheel} -- although -- it distinguishes whether it is larger than bigger 2nd change-over rotational frequency $Vn_change2$ (an equivalent for for example, vehicle speed 15 km/h) than 1st change-over rotational frequency $Vn_change1$ used at said step 47 (step 73). Since this distinction is the same as distinction of step 47 mentioned above, it is for switching the parameter used for calculation of the front rear wheel difference rotational frequency variation performed next to a wheel pulse system and a motor rotation pulse system according to the size of the vehicle speed $Vcar$. Moreover, 2nd change-over rotational frequency $Vn_change2$ is set as a bigger value than 1st change-over rotational frequency $Vn_change1$ for enlarging the range more on the relation which computes the variation of a front rear wheel difference rotational frequency.

[0053] Therefore, YES, i.e., a N_{Fwheel} value, and a N_{Rwheel} value calculate difference dN_SPLT_wheel with a value this time value of front rear wheel difference rotational frequency N_SPLT_wheel which each computed at step 51 of drawing 6 using the wheel pulse system when larger than 2nd change-over rotational frequency $Vn_change2$, and last time, and the answer of the above-mentioned step 73 sets up this value as front rear wheel difference rotational frequency variation dEN_F_R (step 74). On the other hand, when the answer of step 73 is NO, using a motor rotation pulse system, difference dN_SPLT_mot with a value is calculated this time value of front rear wheel difference rotational frequency N_SPLT_mot computed at step 55 of drawing 6 , and last time, and this value is set up as front rear wheel difference rotational frequency variation dEN_F_R (step 75).

[0054] Next, the I (integral) term KIFSLP is computed by the degree type (5) using front rear wheel difference rotational frequency variation dEN_F_R computed at step 74 or step 75 (step 76).

$KIFSLP = KIFSLP - dEN_F_R * KIFSLPK \dots (5)$

Here, last time [I term], KIFSLP of the right-hand side is a value and KIFSLPK is I term multiplier.

[0055] Thus, in this PID feedback control, the I term KIFSLP is computed not based on a fruit / before [a target] rear wheel difference rotational frequency deflection EN_F_R but based on front rear wheel difference rotational frequency variation dEN_F_R . Only when the front-wheel slip is generated, this PID feedback control this Namely, if the I term KIFSLP is computed based on a fruit / before [a target] rear wheel difference rotational frequency deflection EN_F_R since it performs only when an actual front rear wheel difference rotational frequency is larger than before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R Since the front-wheel drive force changes rapidly by I term which carried out overgrowth at the time of discharge of front-wheel slip control being lost suddenly while the I term KIFSLP increases with while and becoming and carrying out overgrowth, it is for avoiding such a situation. Moreover, the convergency of feedback control can be raised by computing the I term KIFSLP based on front rear wheel difference engine-speed variation dEN_F_R .

[0056] Next, in steps 77-80, limit processing of the I term KIFSLP computed as mentioned above is performed. That is, it distinguishes whether it is larger than the value 0 whose I term KIFSLP is the upper limit (step 77), and the I term KIFSLP is set as a value 0 at the time of $KIFSLP > 0$ (step 78). moreover, when the answer of step 77 is NO, it distinguishes whether the I term KIFSLP is smaller than the lower limit KIFSLPLMTL (for example, -300kgf) (step 79), and the I term KIFSLP is boiled and set up at the time of $KIFSLP < KIFSLPLMTL$ (step 80). When the answer of step 79 is NO (i.e., when it is $KIFSLPLMTL \leq KIFSLP \leq 0$), the I term KIFSLP is held. By the above limit processing, the I term KIFSLP is set up as zero or less value specified by the

lower limit KIFSLPLMTL.

[0057] Subsequently, it progresses to step 81 and the P (proportionality) term KPFSLP and the D (differential) term KDFSLP are computed by the degree type (6) and (7), respectively.

$KPFSLP = -EN_F_R * KPFSLPK \dots (6)$

$KDFSLP = -dEN_F_R * KDFSLPK \dots (7)$

Here, KPFSLPK and KDFSLPK are P term multiplier and D term multiplier, respectively.

Moreover, the amount KFSLPMAIN of PID control is computed by the degree type (8) by adding these P terms KPFSLP and the D term KDFSLP, and the I term KIFSLP.

$KFSLPMAIN = KPFSLP + KIFSLP + KDFSLP \dots (8)$

[0058] Next, in steps 82–85, limit processing of the amount KFSLPMAIN of PID control computed as mentioned above is performed. That is, it distinguishes whether the amount KFSLPMAIN of PID control is larger than the value 0 which is that upper limit (step 82), and when this answer is YES, the amount KFSLPMAIN of PID control is set as a value 0 (step 83). moreover, when the answer of step 82 is NO, $KFSLPMAIN \leq 0$ [i.e.,] The amount KFSLPMAIN of PID control It distinguishes whether it is smaller than the value (–

$FCMD_ENG_cal + KFSLPPLMT$) which added the controlled-variable limiting value KFSLPPLMT (for example, 150kgf(s)) to front-wheel target driving force calculated-value $FCMD_ENG_calx (-1)$ computed at said step 69 (step 84). When small, this value is set up as an amount KFSLPMAIN of PID control (step 85). When the answer of step 84 is NO, the amount KFSLPMAIN of PID control is held. By the above limit processing, the amount KFSLPMAIN of PID control is set up as zero or less value.

[0059] Subsequently, the amount KFSLPMAIN of PID control computed as mentioned above is determined as amount $FCMD_ENG_TCS$ of front-wheel target driving force amendments (step 86). And the value which added this amount $FCMD_ENG_TCS$ of front-wheel target driving force amendments to front-wheel target driving force calculated-value $FCMD_ENG_cal$ is determined as front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ under front-wheel slip (step 87), and this program is ended. Since amount $FCMD_ENG_TCS$ of front-wheel target driving force amendments is set up as a value 0 or a negative value so that clearly from the old contents of data processing, as for front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ under front-wheel slip, only the part of this value serves as a value by which reduction amendment was carried out to front-wheel target driving force calculated-value $FCMD_ENG$. Moreover, front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ in this case is set as the value more than the controlled-variable limiting value KFSLPPLMT.

[0060] Front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ computed as mentioned above is converted into actuator output-value DBW_TH according to the vehicle speed $Vcar$ in step 26 of drawing 2 by searching the DBW_TH table shown in drawing 14 . And the driving signal based on this is outputted to an actuator 24, and the driving force of an engine 3 is controlled by θTH being controlled whenever [throttle valve-opening].

[0061] as mentioned above, during a slip of these front wheels WFL and WFR, while judging generating of a slip of front wheels WFL and WFR by whether the front rear wheel difference rotational frequency of the actual condition is over before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R according to this operation gestalt, reduction amendment of front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ is carried out by PID feedback control so that a front rear wheel difference rotational frequency may become before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R . Therefore, since front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ can be appropriately controlled to maintain a front rear wheel difference rotational frequency to target difference rotational frequency DN_F_R when a front wheel slips, also on a low friction way, front wheels WFL and WFR can be maintained in the optimal slip condition, and the stable performance traverse can be secured. Moreover, since the assistance by the motor 4 is performed in parallel to reduction amendment of front-wheel target driving force $FCMD_ENG$ when a front-wheel slip is generated, a front rear wheel difference rotational frequency can be completed as before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R at an early stage.

[0062] Moreover, since this before [a target] rear wheel difference rotational frequency DN_F_R is determined considering climb angle SLOPE_ANG, steering angle thetaSTR, the vehicle speed Vcar, and accelerator opening thetaAP as a parameter, it can set this up appropriately according to the actual run state of a car 2, or an operator's volition. Furthermore, in the PID feedback control of front-wheel target driving force FCMD_ENG, since the I term KIFSLP is computed not based on a fruit / before [a target] rear wheel difference rotational frequency deflection EN_F_R but based on front rear wheel difference rotational frequency variation dEN_F_R, the convergency of feedback control can be raised. Moreover, while the overgrowth of the I term KIFSLP is avoidable, the abrupt change of front-wheel target driving force FCMD_ENG at the time of discharge of the front-wheel slip control resulting from the overgrowth can be prevented.

[0063] In addition, this invention can be carried out in various modes, without being limited to the explained operation gestalt. For example, although it considers as the clutch which connects and intercepts between a motor 4 and rear wheels WRL and WRR and the electromagnetic clutch 8 is used with the operation gestalt, a hydraulic multiple disc clutch may be adopted that what is necessary is just a controllable clutch about transfer capacity. Moreover, although an operation gestalt is the example which applied this invention to the ring drive car before and after the type which drives a front wheel with an engine and drives a rear wheel by the motor, this invention can be similarly applied not only to this but to the car which carries out the drive by the engine and the motor to front rear wheel reverse.

[0064]

[Effect of the Invention] As mentioned above, according to the driving force control device of this invention order ring drive car, when the driving wheel by the side of an engine slips, since reduction amendment is carried out and engine target driving force is controlled appropriately to maintain the difference engine speed of order to a target difference engine speed, also on a low friction way, the driving wheel by the side of an engine can be maintained in the optimal slip condition, and the stable performance traverse can be secured. Moreover, since increase amendment of the motor target driving force is carried out in parallel to reduction amendment of engine target driving force, the difference rotational frequency of order can be completed as a target difference rotational frequency at an early stage. Furthermore, since reduction amendment of engine target driving force is performed according to the difference rotational frequency variation of order, the convergency of the difference rotational frequency to a target difference rotational frequency can be raised. Moreover, since a target difference rotational frequency is set up according to the parameter showing the run state containing at least one of road surface inclination, a steering angle, the vehicle speed, and the accelerator opening, a target rotational frequency can be appropriately set up according to the volition of the actual run state of a car, or an operator.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the outline block diagram of a ring drive car before and after applying the driving force control unit by 1 operation gestalt of this invention.

[Drawing 2] It is the flow chart which shows the Main flow of driving force control.

[Drawing 3] It is the flow chart of a driving force calculation subroutine.

[Drawing 4] It is drawing showing an example of a target driving force table.

[Drawing 5] It is the flow chart of the judgment subroutine of a front-wheel slip.

[Drawing 6] It is the flow chart which shows the remaining part of the judgment subroutine of drawing 5.

[Drawing 7] It is drawing showing an example of a target slip ratio table.

[Drawing 8] It is drawing showing an example of a vehicle speed correction factor table.

[Drawing 9] It is drawing showing an example of a steering angle correction factor table.

[Drawing 10] It is drawing showing an example of AP opening correction factor table.

[Drawing 11] It is the flow chart of the calculation subroutine of front-wheel target driving force.

[Drawing 12] It is the flow chart which shows the part of a continuation of the calculation subroutine of drawing 11.

[Drawing 13] It is the flow chart which shows the remaining parts of drawing 11 and the calculation subroutine of drawing 12.

[Drawing 14] It is drawing showing an example of an actuator output-value table.

[Description of Notations]

1 Driving Force Control Unit

2 Car (Order Ring Drive Car)

3 Engine

4 Electric Motor

11 ECU (Vehicle Speed Detection Means, Target Driving Force Calculation Means, Motor Target Driving Force Calculation Means, Engine Target Driving Force Calculation Means, Difference Engine-Speed Detection Means, Target Difference Engine-Speed Setting Means, Slip Judging Means, Engine Drive Amendment Means, Motorised Force Amendment Means, Difference Engine-Speed Variation Detection Means)

12 Wheel Rotational Frequency Sensor (Vehicle Speed Detection Means)

14 Countershaft Rotational Frequency Sensor (Difference Rotational Frequency Detection Means)

15 Motor Rotational Frequency Sensor (Difference Rotational Frequency Detection Means)

16 Accelerator Opening Sensor (Accelerator Opening Detection Means)

WFL, WFR Front wheel

WRL, WRR Rear wheel

thetaAP Accelerator opening

Vcar Vehicle speed

SLOPE_ANG Climb angle (road surface inclination)

thetaSTR Steering angle

FCMD Target driving force

FCMD_MOT Rear wheel target driving force (motor target driving force)

FCMD_ENG Front-wheel target driving force (engine target driving force)

N_SPLT_wheel Before rear wheel difference rotational frequency (difference rotational frequency)

N_SPLT_mot Before rear wheel difference rotational frequency (difference rotational frequency)

DN_F_R Before [a target] rear wheel difference rotational frequency (target difference rotational frequency)

dEN_F_R Before rear wheel difference rotational frequency variation (difference rotational frequency variation)

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-30952

(P2002-30952A)

(43) 公開日 平成14年1月31日 (2002.1.31)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テームコード* (参考)
F 0 2 D 29/02		F 0 2 D 29/02	D 3 D 0 4 3
	3 1 1		3 1 1 A 3 G 0 9 3
B 6 0 K 6/02	Z H V	B 6 0 K 17/356	Z H V 5 H 1 1 5
17/356	Z H V	B 6 0 L 11/14	
B 6 0 L 11/14		B 6 0 K 9/00	Z H V E
審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全 14 頁)			

(21) 出願番号 特願2000-219408 (P2000-219408)

(22) 出願日 平成12年7月19日 (2000.7.19)

(71) 出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 発明者 喜多野 和彦

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(72) 発明者 福田 俊彦

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(74) 代理人 100095566

弁理士 高橋 友雄

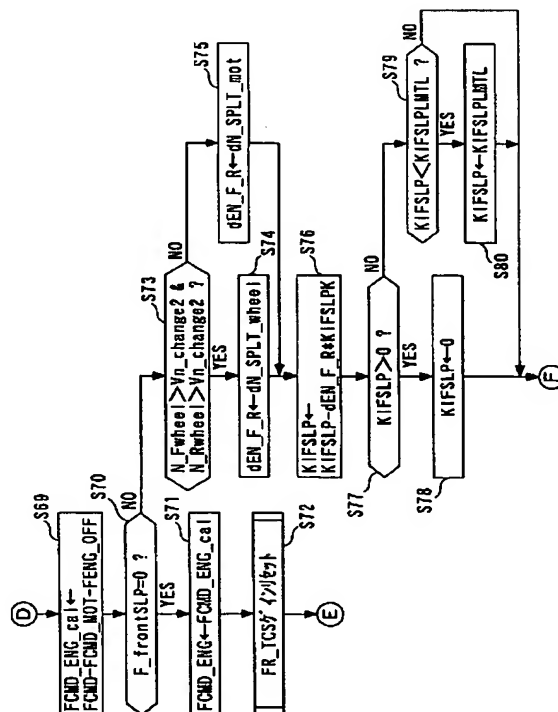
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 前後輪駆動車両の駆動力制御装置

(57) 【要約】

【課題】 低摩擦路においても、最適なスリップ状態を維持でき、安定した走行性を確保できる前後輪駆動車両の駆動力制御装置を提供する。

【解決手段】 車両2の目標駆動力F CMDを算出する目標駆動力算出手段11と、電気モータ4の目標駆動力F CMD_MOTを算出するモータ目標駆動力算出手段11と、目標駆動力およびモータ目標駆動力に基づいてエンジン3の目標駆動力F CMD_ENGを算出するエンジン目標駆動力算出手段11と、前後の駆動輪間の差回転数、および車両2の走行状態に基づいて設定された目標差回転数DN_F_Rに基づいて、エンジン3側の駆動輪のスリップ状態を判定するスリップ判定手段11と、スリップ発生時、差回転数を目標差回転数に維持するようにエンジン目標駆動力を減少補正するエンジン駆動力補正手段1.1と、を備えている。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 前後の駆動輪の一方をエンジンで駆動し、他方を電気モータで駆動する前後輪駆動車両の駆動力制御装置であって、
 アクセル開度を検出するアクセル開度検出手段と、
 車速を検出する車速検出手段と、
 前記検出されたアクセル開度および車速に基づいて前記車両の目標駆動力を算出する目標駆動力算出手段と、
 前記目標駆動力に基づいて前記電気モータの目標駆動力を算出するモータ目標駆動力算出手段と、
 前記目標駆動力および前記モータ目標駆動力に基づいて前記エンジンの目標駆動力を算出するエンジン目標駆動力算出手段と、
 前記モータ目標駆動力に基づいて前記電気モータを駆動制御するモータ駆動制御手段と、
 前記エンジン目標駆動力に基づいて前記エンジンを駆動制御するエンジン駆動制御手段と、
 前記前後の駆動輪間の差回転数を検出する差回転数検出手段と、
 前記車両の走行状態を表すパラメータに基づいて目標差回転数を設定する目標差回転数設定手段と、
 前記検出された差回転数および前記目標差回転数に基づいて前記エンジン側の駆動輪のスリップ状態を判定するスリップ判定手段と、
 当該スリップ判定手段により前記エンジン側の駆動輪にスリップが発生していると判定されたときに、前記差回転数を前記目標差回転数に維持するように前記エンジン目標駆動力を減少補正するエンジン駆動力補正手段と、
 を備えていることを特徴とする前後輪駆動車両の駆動力制御装置。

【請求項 2】 前記スリップ判定手段により前記エンジン側の駆動輪にスリップが発生していると判定されたときに、前記モータ目標駆動力を増大補正するモータ駆動力補正手段をさらに備えていることを特徴とする、請求項 1 に記載の前後輪駆動車両の駆動力制御装置。

【請求項 3】 前記差回転数の変化量を検出する差回転数変化量検出手段をさらに備え、
 前記エンジン駆動力補正手段は、前記検出された差回転数変化量に応じて前記エンジン目標駆動力を減少補正することを特徴とする、請求項 1 に記載の前後輪駆動車両の駆動力制御装置。

【請求項 4】 前記走行状態を表すパラメータは、路面勾配、操舵角、車速およびアクセル開度の少なくとも 1 つを含むことを特徴とする、請求項 1 に記載の前後輪駆動車両の駆動力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、前輪および後輪の一方をエンジンで駆動し、他方を電気モータで駆動するタイプの前後輪駆動車両の駆動力制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来のこの種の駆動力制御装置として、例えば特開 2000-79831 号公報に開示されたものが知られている。この前後輪駆動車両は、前輪をエンジンで駆動し、後輪をモータで駆動するタイプのものである。この制御装置では、雪道などの低摩擦路での発進時などにおいて前輪がスリップしたときには、そのスリップ制御を行うために、前輪の駆動力が低減される。また、このような前輪スリップの制御中に、車速などから車両の前進が可能であると予想される走行状態と判定されたときに、モータの作動が禁止されるようになっており、それによって省エネルギーを図るようにしている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】しかし、この従来の駆動力制御装置では、前輪スリップ制御中に、車両が前進可能と判定されたときに、モータの作動を単純に禁止して、それによるアシストを完全に停止するので、車両全体としての駆動力が不足がちになるとともに、前輪スリップが増加しやすくなる。また、車両が前進可能か否かの判定を、そのときの車速などからの予測によって行っているにすぎないので、その後のアクセルペダルの操作状況などによっては、前輪スリップが過大になる場合があるなど、前輪を最適なスリップ状態に維持できず、その結果、低摩擦路などでの安定した走行性を確保できないという問題がある。

【0004】本発明は、このような課題を解決するためになされたものであり、エンジンにより駆動される駆動輪がスリップした場合に、電気モータによるアシストを停止することなく、エンジンの駆動力を適切に制御することにより、低摩擦路においても、駆動輪を最適なスリップ状態に維持でき、それにより、安定した走行性を確保することができる前後輪駆動車両の駆動力制御装置を提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】この目的を達成するため、本発明の請求項 1 に係る発明は、前後の駆動輪の一方（実施形態における（以下、本項において同じ）前輪 WFL、WFR）をエンジン 3 で駆動し、他方（後輪 WRL、WRR）を電気モータ 4 で駆動する前後輪駆動車両の駆動力制御装置であって、アクセル開度 θ_{AP} を検出するアクセル開度検出手段（アクセル開度センサ 16）と、車速 V_{car} を検出する車速検出手段（車輪回転数センサ 12、ECU 11）と、検出されたアクセル開度 θ_{AP} および車速 V_{car} に基づいて車両 2 の目標駆動力 F_{CMD} を算出する目標駆動力算出手段（ECU 11、図 3 のステップ 31）と、目標駆動力 F_{CMD} に基づいて電気モータ 4 の目標駆動力（後輪目標駆動力 F_{CMD_MOT} ）を算出するモータ目標駆動力算出手段（ECU 11、図 3 のステップ 33）と、目標駆動力 F_{CMD} およびモータ目標駆動力に基づいてエンジン 3 の

目標駆動力（前輪目標駆動力 F_{CMD_ENG} ）を算出するエンジン目標駆動力算出手段（ $ECU11$ 、図 12 のステップ 69）と、モータ目標駆動力に基づいて電気モータ 4 を駆動制御するモータ駆動制御手段（モータドライバ 10）と、エンジン目標駆動力に基づいてエンジン 3 を駆動制御するエンジン駆動制御手段（アクチュエータ 24）と、前後の駆動輪 WFL 、 WFR 、 WRL 、 WRR 間の差回転数（前後輪差回転数 N_SPLT_wheel 、 N_SPLT_mot ）を検出する差回転数検出手段（車輪回転数センサ 12、カウンタシャフト回転数センサ 14、モータ回転数センサ 15、 $ECU11$ ）と、車両 2 の走行状態を表すパラメータに基づいて目標差回転数（目標前後輪差回転数 DN_F_R ）を設定する目標差回転数設定手段（ $ECU11$ 、図 6 のステップ 48、52）と、検出された差回転数および目標差回転数に基づいてエンジン 3 側の駆動輪（前輪 WFL 、 WFR ）のスリップ状態を判定するスリップ判定手段（ $ECU11$ 、図 6 のステップ 51、55、56）と、スリップ判定手段によりエンジン 3 側の駆動輪にスリップが発生していると判定されたときに、差回転数を目標差回転数に維持するようにエンジン目標駆動力を減少補正するエンジン駆動力補正手段（ $ECU11$ 、図 13 のステップ 87）と、を備えていることを特徴とする。

【0006】この前後輪駆動車両の駆動力制御装置によれば、検出されたアクセル開度および車速に基づいて、車両の目標駆動力が算出され、この目標駆動力に基づいて電気モータの目標駆動力が算出されるとともに、さらに、これらの目標駆動力およびモータ目標駆動力に基づいて、エンジンの目標駆動力が算出される。また、前後の駆動輪間の差回転数を検出するとともに、車両の走行状態を表すパラメータに基づいて目標差回転数を設定する。そして、検出された差回転数と目標差回転数に基づいてエンジン側の駆動輪のスリップ状態を判定するとともに、スリップが発生したと判定されたときに、差回転数を目標差回転数に維持するようにエンジン目標駆動力を減少補正する。

【0007】このように、本発明によれば、エンジン側の駆動輪がスリップしているか否かを、前後の駆動輪間の実際の差回転数と目標差回転数に基づいて判定するとともに、このエンジン側の駆動輪のスリップ中、エンジン駆動力を減少補正することによって、実際の差回転数を目標差回転数に維持する。すなわち、エンジン側の駆動輪がスリップした場合に、電気モータによるアシストを停止することなく、前後の差回転数を目標差回転数に維持するようにエンジン駆動力が適切に制御されるので、低摩擦路においても、エンジン側の駆動輪を最適なスリップ状態に維持でき、したがって、安定した走行性を確保することができる。

【0008】請求項 2 に係る発明は、請求項 1 の駆動力

制御装置において、スリップ判定手段によりエンジン 3 側の駆動輪にスリップが発生していると判定されたときに、モータ目標駆動力 F_{CMD_MOT} を増大補正するモータ駆動力補正手段（ $ECU11$ ）をさらに備えていることを特徴とする。

【0009】この構成によれば、エンジン側の駆動輪のスリップ発生中、エンジン目標駆動力が減少補正されるのと並行して、モータ目標駆動力が増大補正されるので、前後の差回転数を目標差回転数に早期に収束させることができる。

【0010】また、請求項 3 に係る発明は、請求項 1 の駆動力制御装置において、差回転数の変化量（前後輪差回転数変化量 dEN_F_R ）を検出する差回転数変化量検出手段（ $ECU11$ 、図 12 のステップ 74、75）をさらに備え、エンジン駆動力補正手段は、検出された差回転数変化量に応じてエンジン目標駆動力 F_{CMD_ENG} を減少補正することを特徴とする。

【0011】この構成では、スリップ発生中におけるエンジン目標駆動力の減少補正を、前後の差回転数変化量に応じて行うので、目標差回転数への差回転数の収束性を高めることができる。

【0012】さらに、請求項 4 に係る発明は、請求項 1 の駆動力制御装置において、走行状態を表すパラメータは、路面勾配（登坂角 $SLOPE_ANG$ ）、操舵角 θ_{STR} 、車速 V_{car} およびアクセル開度 θ_{AP} の少なくとも 1 つを含むことを特徴とする。

【0013】この構成によれば、目標差回転数を、車両の実際の走行状態や運転者の意志に応じて、適切に設定することができる。

【0014】

【発明の実施の形態】以下、図面を参照しながら、本発明の好ましい実施形態を説明する。図 1 は、本発明による駆動力制御装置 1 を適用した前後輪駆動車両（以下「車両」という）2 の概略構成を示している。同図に示すように、この車両 2 は、左右の前輪 WFL 、 WFR をエンジン 3 で駆動するとともに、左右の後輪 WRL 、 WRR を電気モータ（以下「モータ」という）4 で駆動するものである。

【0015】エンジン 3 は、車両 2 の前部に横置きに搭載されており、トルクコンバータ 5a を有する自動変速機 5、および減速ギヤ（図示せず）を有するフロントディファレンシャル 6 を介して、前輪 WFL 、 WFR に接続されている。

【0016】モータ 4 は、その駆動源であるバッテリー 7 に接続されるとともに、電磁クラッチ 8、および減速ギヤ（図示せず）を有するリヤディファレンシャル 9 を介して、後輪 WRL 、 WRR に接続されている。モータ 4 がバッテリー 7 で駆動されており（駆動モード）、かつ電磁クラッチ 8 が接続されているときに、後輪 WRL 、 WRR が駆動され、このとき、車両 2 は四輪駆動状態にな

る。なお、モータ4の出力は、最大12kWの範囲内で任意に変更することが可能である。一方、モータ4は、車両2の制動エネルギーにより回転駆動されているとき

(回生モード)に発電を行い、発電した電力(回生エネルギー)をバッテリー7に充電するジェネレータとしての機能を有している。このバッテリー7の充電残量SOCは、検出されたバッテリー7の電流・電圧値に基づき、後述するECU11によって算出される。

【0017】モータ4は、モータドライバー10を介して、後述するECU11に接続されており、モータ4の駆動モードおよび回生モードの切換え、駆動モード時における最大出力の設定や駆動トルク、ならびに回生モード時における回生量などは、ECU11で制御されるモータドライバー10によって、制御される。電磁クラッチ8の接続・遮断もまた、そのソレノイド(図示せず)への電流の供給・停止がECU11で制御されることによって、制御される。

【0018】左右の前輪WFL、WFRおよび後輪WRL、WRRには、磁気ピックアップ式の車輪回転数センサ12がそれぞれ設けられており、これらの車輪回転数センサ12から、各車輪回転数N_{FL}、N_{FR}、N_{RL}、N_{RR}を表すパルス信号がECU11にそれぞれ出力される。ECU11は、これらのパルス信号から、左右前輪回転数平均値N_{Fwheel}、左右後輪回転数平均値N_{Rwheel}や、車速V_{car}などを算出する。また、エンジン3のクランクシャフト(図示せず)には、所定のクランク角ごとにクランクパルス信号CRKを出力するクランク角センサ13が、自動変速機5のメインシャフト5bおよびカウンタシャフト(図示せず)には、それらの回転数Nm、N_{counter}を表すパルス信号を出力する磁気ピックアップ式のメイン・カウンタシャフト回転数センサ14a、14bが、それぞれ設けられており、これらの信号もまた、ECU11に出力される。ECU11は、クランクパルス信号CRKに基づいてエンジン回転数NEを算出するとともに、このエンジン回転数NEとメインシャフト回転数Nmから、トルクコンバータ5aの速度比eを算出する

($e = Nm / NE$)。また、モータ4にはその回転数N_{mot}を表すパルス信号を出力するレゾルバによるモータ回転数センサ15が設けられており、この信号もECU11に出力される。

【0019】また、ECU11には、アクセル開度センサ16からアクセルペダル17のON/OFFを含む開度(アクセル開度) θ_{AP} を表す検出信号が、充電量センサ18からバッテリー7の充電残量SOCを表す検出信号が、それぞれ入力される。ECU11にはさらに、ブレーキのマスタシリンダ(図示せず)に取り付けたブレーキ圧センサ19からブレーキ圧PBRを表す検出信号が、操舵角センサ20からハンドル(図示せず)の操舵角 θ_{STR} を表す検出信号が、シフト位置センサ21か

ら自動変速機5のシフトレバー位置POS1を表す検出信号が、加速度センサ22、23から前後の車輪の加速度GF、GRを表す検出信号が、それぞれ入力される。

【0020】上記ECU11は、RAM、ROM、CPUおよびI/Oインターフェースなどからなるマイクロコンピュータ(いずれも図示せず)で構成されている。ECU11は、上述した各種センサからの検出信号に基づいて、車両2の走行状態を検出し、制御モードを判定するとともに、その結果に基づいて、車両2の目標駆動力FCMD、前輪目標駆動力FCMD_{ENG}および後輪目標駆動力FCMD_{MOT}を算出する。そして、算出した前輪目標駆動力FCMD_{ENG}に基づく駆動信号DBW_{TH}を、DBW式のアクチュエータ24に出力することで、スロットル弁25の開度(スロットル弁開度 θ_{TH})を制御し、エンジン3の駆動力を制御する。また、後輪目標駆動力FCMD_{MOT}に基づくモータ要求トルク信号TRQ_{MOT}をモータドライバー10に出力することで、モータ4の駆動力を制御する。

【0021】図2は、ECU11で実行される制御処理のメインフローを示すフローチャートである。このプログラムは、所定時間(例えば10ms)ごとに実行される。この制御処理ではまず、ステップ21(「S21」と図示。以下同じ)において車両2の状態を検出する。具体的には、前述した各種センサで検出されたパラメータ信号を読み込み、これらに基づき、車速V_{car}の算出や登坂角SLOPE_{ANG}の推定などの所定の演算を行うとともに、車両2が前進、後退および停止のいずれの走行状態にあるかを判定する。また、各車輪回転数センサ12からの車速パルス信号などに基づき、前後輪差回転数N_{SPLT_Wheel}やその目標差回転数DN_{FL}などを後述するようにして算出し、これらに基づき、後述する前輪WFL、WFRのスリップ状態を判定するとともに、その判定結果に従って、モータ4の出力特性の算出などを行う。

【0022】次いで、ステップ21で検出された、自動変速機5のシフトレバー位置POS1およびアクセルペダル(以下「AP」という)17のON/OFF状態、ならびに車両2の走行状態から、車両2の制御モードを判定する(ステップ22)。具体的には、制御モードを、車両2が前進状態でかつAP17がONのときには前進駆動モードと判定し、車両2が前進状態でかつAP17がOFFのときには前進回生モードと判定し、車両2が停止状態のときには停止モードと判定し、車両2が後退状態でかつAP17がONのときおよびOFFのときには、後退駆動モードおよび後退回生モードとそれぞれ判定する。

【0023】次に、ステップ22で判定された制御モードに応じて、車両2全体の目標駆動力FCMD、前輪目標駆動力FCMD_{ENG}および後輪目標駆動力FCMD_{MOT}を算出する(ステップ23)。これについて

は後述する。

【0024】次いで、電磁クラッチ8のON/OFF制御を実行する(ステップ24)。具体的には、車速Vcar、およびモータ4と後輪WRL、WRRとの差回転数に基づいて、電磁クラッチ8をONまたはOFFするかを判定するとともに、その判定結果に基づいて電磁クラッチ8をON/OFF制御する。

【0025】次に、ステップ23で算出した後輪目標駆動力FCMD_MOTと、ステップ24で制御した電磁クラッチ8のON/OFF状態に基づいて、モータ4の要求トルクTRQ_MOTを算出し(ステップ25)、これに基づく駆動信号をモータドライバー10に出力して、モータ4の駆動力を制御する。

【0026】次いで、ステップ23で算出した前輪目標駆動力FCMD_ENGに基づいて、アクチュエータ出力値DBW_THを算出し(ステップ26)、これに基づく駆動信号をアクチュエータ24に出力し、スロットル弁開度THを制御することで、エンジン3の駆動力を制御し、本プログラムを終了する。

【0027】図3は、図2のステップ23で実行される駆動力算出サブルーチンを示す。この制御処理ではまず、判定された制御モードに従い、駆動モードおよび回生モードにおける車両2全体の目標駆動力FCMDを演算する(ステップ31)。

【0028】駆動モード時の目標駆動力FCMDは、検出された車速VcarおよびAP開度θAPに応じ、図4に一例を示すテーブルを検索することによって、算出される。図4には、AP開度θAPが0deg、5degおよび80degのときのテーブル値が代表的に示されており、目標駆動力FCMDは、アクセル開度TH

登坂角SLOPE_ANGLE(deg)

= 前後加速度センサ積分値/積分時間×180/π・・・(1)

【0032】次いで、駆動モード時の後輪目標駆動力FCMD_MOT

= 目標駆動力FCMD(駆動時)×駆動力後輪配分+モータ引きずり分
・・・(2)

なお、モータ引きずり分はモータ4の回転抵抗である。また、算出された後輪目標駆動力FCMD_MOTが、モータ4の最大出力によって定まる上限トルクを上回る場合、後輪目標駆動力FCMD_MOTはこの上限値に設定される。

【0033】次に、ステップ34に進み、上記ステップ33で算出した後輪目標駆動力FCMD_MOTに所定のフィルタ処理を施した後、ステップ35において、前輪目標駆動力FCMD_ENGを演算し、本プログラムを終了する。後述するように、この前輪目標駆動力FCMD_ENGは、基本的には、目標駆動力FCMDから後輪目標駆動力FCMD_MOTを差し引いた値として設定される。また、前輪スリップが発生している場合に

さくなるように設定されている。なお、AP開度θAP=0degのときのテーブル値は、シフトレバー位置がD4相当のラインを表しており、この場合、目標駆動力FCMDは、負値として設定される。

【0029】また、回生モード時の目標駆動力FCMDは、車速Vcar、その変化量、ブレーキ圧PBR、操舵角θSTR、および電磁クラッチ8の接続状態に基づき、計算によって求められる。

【0030】次に、充電モード要求判定を実行する(ステップ32)。具体的には、車速Vcarおよびバッテリー7の充電残量SOCに応じて、充電走行の基準駆動力を求めるとともに、この基準駆動力とステップ31で算出した目標駆動力FCMDとの関係から、バッテリー7を充電する発電走行を行うべきか否かを判定し、その判定結果が肯定のときに、制御モードが充電モードとされる。

【0031】次いで、後輪目標駆動力FCMD_MOTを演算する(ステップ33)。この演算は、図2のステップ22および上記ステップ32で判定された制御モード(駆動、回生、充電および停止のいずれか)に従い、制御モード別に行われる。例えば、駆動モード時(アシスト時)の後輪目標駆動力FCMD_MOTは、次のようにして算出される。まず、駆動力の前後輪配分を、車両停止時の重量配分(例えば、前輪側57%:後輪側43%)と登坂角SLOPE_ANGLEに基づいて、算出する。なお、この登坂角SLOPE_ANGLEは、前後輪の車輪回転数N_FL、N_FRおよびN_RL、N_RRがともに値0で、かつブレーキペダルが操作されている場合に、次式(1)により、前後の加速度センサ22、23の出力を積分することによって算出・推定される。

は、前輪目標駆動力FCMD_ENGは、実際の前後輪差回転数と目標差回転数DN_F_Rなどにに基づき、後述するようにしてフィードバック制御により減少補正される。

【0034】図5および図6は、図2のステップ21で実行される前輪スリップの判定サブルーチンを示している。この制御処理では、まず車両2の制御モードが駆動モードであるか否かを判別する(ステップ41)。この答がNO、すなわち駆動モード以外のときには、前輪スリップフラグF_frontSLPを「0」にセットし(ステップ42)、本プログラムを終了する。

【0035】前記ステップ41の答はYES、すなわち制御モードが駆動モードのときには、ステップ43~4

6において、目標前後輪差回転数DN_F_Rを設定するためのパラメータ値を、それぞれのテーブルを検索することによって求める。なお、後述するように、これらのパラメータ値のうち、目標スリップ率DRV_Slip_ratioは、目標前後輪差回転数DN_F_Rの基本値であり、他のパラメータ値は、目標スリップ率DRV_Slip_ratioに乘算される補正係数である。

【0036】まず、ステップ43では、登坂角SLOPE_ANGに応じて目標スリップ率DRV_Slip_ratioを検索する。図7は、目標スリップ率テーブルの一例を示しており、このテーブルでは、目標スリップ率DRV_Slip_ratioは、登坂角SLOPE_ANGが5deg以上25deg以下の範囲では、SLOPE_ANG値が大きいほど、より小さくなるように設定されている。これは、勾配が急になるほど、車両2の重量が後輪WRL、WRR側に加わり、前輪WFL、WFRが滑りやすくなるので、目標スリップ率DRV_Slip_ratioをより小さな値に設定することで、前輪WFL、WFRのスリップを早期に抑制し、登坂しやすくするためである。

【0037】次に、車速Vcarに応じて車速補正係数KVSlipを検索する（ステップ44）。図8は、車速補正係数テーブルの一例を示しており、このテーブルでは、車速補正係数KVSlipは、車速Vcarが所定の低車速以上のときに値1.0に設定され、この低車速未満では、車速Vcarが小さいほどより小さい、1.0未満の値として設定されている。これは、車速Vcarが小さい発進時には、目標前後輪差回転数DN_F_Rを若干、減少補正することで、スリップを抑制する一方、車速Vcarが上昇した場合には、多少のスリップは許容できるとともに、車両2がすでに動いていることから、減少補正を停止することで、運転者の意志に反しないようにするためである。

【0038】次いで、操舵角θSTRに応じて操舵角補正係数KSTR_Slipを検索する（ステップ45）。図9は、操舵角補正係数テーブルの一例を示しており、このテーブルでは、操舵角補正係数KSTR_Slipは、操舵角θSTRが値0、すなわち直進走行時には値1.0に設定され、操舵角θSTRが所定の低舵角までの範囲では、操舵角θSTRが大きいほど、より小さな値になるように設定されている。これは、直進走行の場合には、多少のスリップは許容できるのに対し、ハンドルが切られている状態でスリップが発生すると、タイヤの横力が減少するので、目標前後輪差回転数DN_F_Rを減少補正することで、タイヤの横力を確保するためである。また、操舵角補正係数KSTR_Slipは、操舵角θSTRが所定の低舵角以上の範囲では、

$$DN_F_R = N_Rwheel * (DRV_Slip_ratio + Slip_ratio_zero) * KVSip * KSTR_Sip$$

それが大きくなるにつれて、漸増するように設定されている。これは、このような大きな操舵角θSTRが現れるのは、運転者が雪道などでタイヤを路面にグリップさせようとしているのではなく、むしろ意図的にハンドルを大きく操作している状況と推定されるので、その意志を尊重するためである。

【0039】次に、AP開度θAPに応じてAP開度補正係数KAP_Slipを検索する（ステップ46）。図10は、AP開度補正係数テーブルの一例を示しており、このテーブルでは、AP開度補正係数KAP_Slipは、AP開度θAPが20deg以下では値1.0に設定され、20degと50degの間では、AP開度θAPが大きくなるにつれて漸増するように設定されるとともに、50deg以上では1.0よりも大きな所定値5に設定されている。これは、AP開度θAPが大きい場合には、運転者が意図的にスリップを許容していると推定されるので、目標前後輪差回転数DN_F_Rを増大補正することで、その意志を尊重するためである。

【0040】次いで、図6のステップ47に進み、左右前輪回転数平均値N_Fwheelおよび左右後輪回転数平均値N_Rwheelのいずれもが、第1切換回転数Vn_change1（例えば車速10km/h相当）よりも大きいか否かを判別する。この判別は、次に実行する前後輪差回転数の算出に用いるパラメータを、車速Vcarの大小に応じて、車輪回転数センサ12で検出される車輪パルス系と、カウンタシャフト回転数センサ14およびモータ回転数センサ15で検出されるモータ回転パルス系とに切り換えるためのものである。これは、これらのセンサ12、14、15が、いずれも磁気ピックアップ式のもので構成されていて、低回転域では回転数を正確に検出できないという特性を有することから、車速Vcarが小さい場合には、減速される前の、より高回転のモータ回転パルス系を用いる一方、車速Vcarが大きい場合には、互いに同じ入力周期の車輪パルス系を用いることで、差回転数の算出精度を高めるためである。なお、モータ回転パルス系を用いる場合、カウンタシャフト回転数Ncounterおよびモータ回転数Nmotは、それぞれの減速比に応じて車輪回転数に換算される。

【0041】したがって、ステップ47の答がYES、すなわちN_Fwheel値およびN_Rwheel値がいずれも、第1切換回転数Vn_change1よりも大きいときには、後輪回転数として左右後輪回転数平均値N_Rwheelを用いるとともに、前記ステップ43～46で求めたパラメータ値を用い、次式(3)によって目標前後輪差回転数DN_F_Rを算出する。

*KAP_Slip . . . (3)

ここで、Slip_ratio_zeroは、前輪と後輪のタイヤ径が異なる場合などにこれを補正するための後輪スリップ率零点補正值であり、例えば、発進時に検出され、ECU11に記憶されているものである。

【0042】次に、上記ステップ48で算出した目標前後輪差回転数DN_F_Rが、その第1下限値DN_F_R_MIN1（例えば車速1 km/h相当）以下であるか否かを判別する（ステップ49）。この答がYESのときには、目標前後輪差回転数DN_F_Rを第1下限値DN_F_R_MIN1に設定する（ステップ50）一方、NOのときにはステップ50をスキップすることで、目標前後輪差回転数DN_F_Rを保持した後、ステップ51に進む。

【0043】このステップ51では、実際の前後輪差回転数N_SPLT_wheelと上記目標前後輪差回転数DN_F_Rとの偏差（N_SPLT_wheel - DN_F_R）を、実/目標前後輪差回転数偏差EN_F_Rとして算出し、後述するステップ56に進む。ここで、前後輪差回転数N_SPLT_wheelは、左右前輪回転数平均値N_Fwheelと左右後輪回転数平均値N_Rwheelとの差（=N_Fwheel - N_Rwheel）である。

【0044】一方、前記ステップ47の答がNO、すなわちN_Fwheel値またはN_Rwheel値のいずれかが第1切換回転数Vn_change1以下のときには、モータ回転パルス系を用いて、前記ステップ48～51と同様の演算を行う。すなわち、まず前記式

(3)において、後輪回転数として、左右後輪回転数平均値N_Rwheelに代えてモータ回転数Nmotを用いることによって、目標前後輪差回転数DN_F_Rを算出する（ステップ52）。次いで、算出した目標前後輪差回転数DN_F_Rが、前記DN_F_R_MIN1よりも大きな第2下限値DN_F_R_MIN2

（例えば車速3 km/h相当）以下であるか否かを判別する（ステップ53）。

【0045】この答がYESのときには、目標前後輪差回転数DN_F_Rを第2下限値DN_F_R_MIN2に設定する（ステップ54）一方、NOのときにはステップ54をスキップすることで、目標前後輪差回転数DN_F_Rを保持する。次いで、ステップ55において、実際の前後輪差回転数としてN_SPLT_motを用い、上記目標前後輪差回転数DN_F_Rとの偏差（N_SPLT_mot - DN_F_R）を、実/目標前後輪差回転数偏差EN_F_Rとして算出し、ステップ56に進む。ここで、前後輪差回転数N_SPLT_motは、カウンタシャフト回転数Ncounterとモータ回転数Nmotとの差（=Ncounter - FCMD_ENG_cal

$$=FCMD-FCMD_MOT-FENG_OFF \quad \dots (4)$$

mot)である。

【0046】次いで、ステップ56において、前記ステップ51またはステップ55で算出した実/目標前後輪差回転数偏差EN_F_Rが0未満であるか否かを判別する。この答がYES、すなわちEN_F_R<0であって、実際の前後輪差回転数（N_SPLT_wheelまたはN_SPLT_mot）が目標前後輪差回転数DN_F_Rよりも小さいときには、前輪スリップが発生していないとして、前輪スリップフラグF_frontを「0」にセットし（ステップ57）、本プログラムを終了する。

【0047】一方、ステップ56の答がNO、すなわちEN_F_R≥0であって、実際の前後輪差回転数が目標前後輪差回転数DN_F_R以上のときには、前輪スリップが発生しているとして、前輪スリップフラグF_frontを「1」にセットし（ステップ58）、本プログラムを終了する。

【0048】このように前輪スリップの発生が検出されると、モータ4の最大出力が4 kWから8 kWに増大されるとともに、モータ4により後輪WRL、WRRを駆動（アシスト）する駆動モードが実行される。また、以下に述べるように、前輪目標駆動力FCMD_ENGが、実際の前後輪差回転数と目標前後輪差回転数DN_F_Rなどに基づき、フィードバック制御により減少補正される。

【0049】図11～図13は、図3のステップ35で実行される前輪目標駆動力FCMD_ENGの算出サブルーチンを示す。この制御処理ではまず、車両2の制御モードが回生モードまたは停止モードであるか否かを判別する（ステップ61）。この答がNOのときには、前輪目標駆動力計算値FCMD_ENG_calを、エンジン引きずり分FENG_OFF（D4相当、負値）に設定する（ステップ62）とともに、このFCMD_ENG_cal値を前輪目標駆動力FCMD_ENGとして決定する（ステップ63）。次いで、後述するフィードバック制御時に用いられる制御ゲイン（FR_TCSゲイン）、具体的にはP項、I項、D項およびPID制御量を、値0にリセットし（ステップ64）、本プログラムを終了する。

【0050】一方、前記ステップ61の答がNO、すなわち制御モードが駆動モードまたは充電モードのときには、そのうちの充電モードであるか否かを判別する（ステップ65）。充電モードのときには、前記ステップ31およびステップ33でそれぞれ算出した目標駆動力FCMD、後輪目標駆動力FCMD_MOTを用い、次式

(4)によって、前輪目標駆動力計算値FCMD_ENG_calを算出する（ステップ66）。

前述したように、エンジン引きずり分FENG_OFFは、それ自体は負値であることから、式(4)で減算項として用いられることで、その分が駆動力に加算されることになる。次いで、前記ステップ63、64と同様、このFCMD_ENG_cal値を前輪目標駆動力FCMD_ENGとして決定する(ステップ67)とともに、FR_TCSゲインを値0にリセットし(ステップ68)、本プログラムを終了する。

【0051】一方、前記ステップ65の答がNO、すなわち制御モードが駆動モードであるときには、ステップ69以降において、駆動モード時用の前輪目標駆動力FCMD_ENGを算出する。まず、前記ステップ67と同様、前輪目標駆動力計算値FCMD_ENG_calを、式(4)によって算出する(ステップ69)。次いで、前輪スリップフラグF_frontSLPが「0」であるか否かを判別する(ステップ70)。この答がYES、すなわち前輪スリップが発生していないときには、ステップ69で算出した前輪目標駆動力計算値FCMD_ENG_calを、そのまま前輪目標駆動力FCMD_ENGとして決定した(ステップ71)後、FR_TCSゲインを値0にリセットし(ステップ72)、本プログラムを終了する。このように、前輪スリップが発生していない場合、駆動モード時の前輪目標駆動力FCMD_ENGは、基本的に、目標駆動力FCMDから後輪目標駆動力FCMD_MOTを差し引いた値として決定される。

【0052】一方、前記ステップ70の答がNO、すなわちF_frontSLP=1であって、前輪スリップが発生しているときには、次のステップ73以降で、前輪目標駆動力FCMD_ENGを、PIDフィードバック制御によって算出する。まず、左右前輪回転数平均値

$$KIFSPLP = KIFSPLP - dEN_F_R * KIFSPLPK \cdots (5)$$

ここで、右辺のKIFSPLPはI項前回値、KIFSPLPKはI項係数である。

【0055】このように、このPIDフィードバック制御では、I項KIFSPLPが、実/目標前後輪差回転数偏差EN_F_Rではなく、前後輪差回転数変化量dEN_F_Rに基づいて算出される。これは、このPIDフィードバック制御が、前輪スリップが発生している場合のみ、すなわち実際的前後輪差回転数が目標前後輪差回転数DN_F_Rよりも大きい場合にのみ、実行されることから、I項KIFSPLPを実/目標前後輪差回転数偏差EN_F_Rに基づいて算出すると、I項KIFSPLPが増える一方となって過成長するとともに、前輪スリップ制御の解除時に、過成長したI項が急に無くなってしまうことで、前輪駆動力が急激に変化することから、そのような事態を回避するためである。また、I項KIFSPLPを、前後輪差回転数変化量dEN_F_Rに基づいて算出することによって、フィードバック制御の収束性を向上させることができる。

N_Fwheelおよび左右後輪回転数平均値N_Rwheelのいずれもが、前記ステップ47で用いた第1切換回転数Vn_change1よりも大きな第2切換回転数Vn_change2(例えば車速15km/h相当)よりも大きいかなかを判別する(ステップ73)。この判別もまた、前述したステップ47の判別と同じ理由から、次に実行する前後輪差回転数変化量の算出に用いるパラメータを、車速Vcarの大小に応じて、車輪パルス系とモータ回転パルス系に切り換えるためのものである。また、第2切換回転数Vn_change2が第1切換回転数Vn_change1よりも大きな値に設定されるのは、前後輪差回転数の変化量を算出する関係上、その範囲をより大きくするためである。

【0053】したがって、上記ステップ73の答がYES、すなわちN_Fwheel値およびN_Rwheel値がいずれも、第2切換回転数Vn_change2よりも大きいときには、車輪パルス系を用い、図6のステップ51で算出した前後輪差回転数N_SPLT_wheelの今回値と前回値との差dN_SPLT_wheelを求め、この値を前後輪差回転数変化量dEN_F_Rとして設定する(ステップ74)。一方、ステップ73の答がNOのときには、モータ回転パルス系を用い、図6のステップ55で算出した前後輪差回転数N_SPLT_motの今回値と前回値との差dN_SPLT_motを求め、この値を前後輪差回転数変化量dEN_F_Rとして設定する(ステップ75)。

【0054】次に、ステップ74またはステップ75で算出した前後輪差回転数変化量dEN_F_Rを用い、次式(5)によってI(積分)項KIFSPLPを算出する(ステップ76)。

【0056】次に、ステップ77~80において、上記のように算出したI項KIFSPLPのリミット処理を行う。すなわち、I項KIFSPLPがその上限値である値0よりも大きいかなかを判別し(ステップ77)、KIFSPLP>0のときには、I項KIFSPLPを値0に設定する(ステップ78)。また、ステップ77の答がNOのときには、I項KIFSPLPがその下限値KIFSPLPLMTL(例えば-300kgf)よりも小さいかなかを判別し(ステップ79)、KIFSPLP<KIFSPLPLMTLのときには、I項KIFSPLPをに設定する(ステップ80)。ステップ79の答がNOのとき、すなわちKIFSPLPLMTL≤KIFSPLP≤0のときには、I項KIFSPLPを保持する。以上のリミット処理により、I項KIFSPLPは、下限値KIFSPLPLMTLで規定される0以下の値として設定される。

【0057】次いで、ステップ81に進み、P(比例)項KPFSLPおよびD(微分)項KDFSLPを、次

式(6)(7)でそれぞれ算出する。

$$KPFSLP = -EN_F_R * KPFSLPK \quad \dots (6)$$

$$KDFSLLP = -dEN_F_R * KDFSLLPK \quad \dots (7)$$

ここで、KPFSLPK、KDFSLLPKは、それぞれP項係数、D項係数である。また、次式(8)により、これらのP項KPFSLPおよびD項KDFSLLPとI

$$KFSLLPMAIN = KPFSLP + KIFSLLP + KDFSLLP \quad \dots (8)$$

【0058】次に、ステップ82~85において、上記のようにして算出したPID制御量KFSLLPMAINのリミット処理を行う。すなわち、PID制御量KFSLLPMAINがその上限値である値0よりも大きいかなを判別し(ステップ82)、この答がYESのときには、PID制御量KFSLLPMAINを値0に設定する(ステップ83)。また、ステップ82の答がNO、すなわちKFSLLPMAIN ≤ 0のときには、PID制御量KFSLLPMAINが、前記ステップ69で算出した前輪目標駆動力計算値FCMD_ENG_cal × (-1)に制御量制限値KFSLLPLMT(例えば150kgf)を加算した値(-FCMD_ENG_cal + KFSLLPLMT)よりも小さいかなを判別し(ステップ84)、小さいときには、この値をPID制御量KFSLLPMAINとして設定する(ステップ85)。ステップ84の答がNOのときには、PID制御量KFSLLPMAINを保持する。以上のリミット処理により、PID制御量KFSLLPMAINは、0以下の値として設定される。

【0059】次いで、上記のようにして算出したPID制御量KFSLLPMAINを、前輪目標駆動力補正量FCMD_ENG_TCSとして決定する(ステップ86)。そして、この前輪目標駆動力補正量FCMD_ENG_TCSを前輪目標駆動力計算値FCMD_ENG_calに加算した値を、前輪スリップ中の前輪目標駆動力FCMD_ENGとして決定し(ステップ87)、本プログラムを終了する。これまでの演算処理内容から明らかなように、前輪目標駆動力補正量FCMD_ENG_TCSは、値0または負値として設定されるので、この値の分だけ、前輪スリップ中の前輪目標駆動力FCMD_ENGは、前輪目標駆動力計算値FCMD_ENGに対して減少補正された値となる。また、この場合の前輪目標駆動力FCMD_ENGは、制御量制限値KFSLLPLMT以上の値に設定される。

【0060】以上のようにして算出された前輪目標駆動力FCMD_ENGは、図2のステップ26において、例えば図14に示すDBW_THテーブルを検索することにより、車速Vcarに応じたアクチュエータ出力値DBW_THに換算される。そして、これに基づく駆動信号がアクチュエータ24に出力され、スロットル弁開度θTHが制御されることで、エンジン3の駆動力が制御される。

項KIFSLLPを加算することによって、PID制御量KFSLLPMAINを算出する。

【0061】以上のように、本実施形態によれば、前輪WFL、WFRのスリップの発生を、実際の前後輪差回転数が目標前後輪差回転数DN_F_Rを超えているかなによって判定するとともに、この前輪WFL、WFRのスリップ中、前輪目標駆動力FCMD_ENGを、前後輪差回転数が目標前後輪差回転数DN_F_Rになるように、PIDフィードバック制御により減少補正する。したがって、前輪がスリップした場合に、前後輪差回転数を目標差回転数DN_F_Rに維持するように前輪目標駆動力FCMD_ENGを適切に制御できるので、低摩擦路においても、前輪WFL、WFRを最適なスリップ状態に維持でき、安定した走行性を確保することができる。また、前輪スリップが発生した場合には、前輪目標駆動力FCMD_ENGの減少補正と並行して、モータ4によるアシストが行われるので、前後輪差回転数を目標前後輪差回転数DN_F_Rに早期に収束させることができる。

【0062】また、この目標前後輪差回転数DN_F_Rは、登坂角SLOPE_ANGLE、操舵角θSTR、車速Vcarおよびアクセル開度θAPをパラメータとして決定されるので、車両2の実際の走行状態や運転者の意志に応じて、これを適切に設定することができる。さらに、前輪目標駆動力FCMD_ENGのPIDフィードバック制御において、I項KIFSLLPを、実/目標前後輪差回転数偏差EN_F_Rではなく、前後輪差回転数変化量dEN_F_Rに基づいて算出するので、フィードバック制御の収束性を向上させることができる。また、I項KIFSLLPの過成長を回避できるとともに、その過成長に起因する、前輪スリップ制御の解除時における前輪目標駆動力FCMD_ENGの急激な変化を防止することができる。

【0063】なお、本発明は、説明した実施形態に限定されることなく、種々の態様で実施することができる。例えば、実施形態では、モータ4と後輪WRL、WRRの間を接続・遮断するクラッチとして、電磁クラッチ8を用いているが、伝達容量を制御可能なクラッチであればよく、例えば油圧式多板クラッチを採用してもよい。また、実施形態は、前輪をエンジンで駆動し、後輪をモータで駆動するタイプの前後輪駆動車両に、本発明を適用した例であるが、本発明は、これに限らず、エンジンおよびモータによる駆動を前後輪逆に行う車両にも、同様に適用することが可能である。

【0064】

【発明の効果】以上のように、本発明の前後輪駆動車両の駆動力制御装置によれば、エンジン側の駆動輪がスリップした場合に、前後の差回転数を目標差回転数に維持するようにエンジン目標駆動力が減少補正され、適切に制御されるので、低摩擦路においても、エンジン側の駆動輪を最適なスリップ状態に維持でき、安定した走行性を確保することができる。また、エンジン目標駆動力の減少補正と並行して、モータ目標駆動力が増大補正されるので、前後の差回転数を目標差回転数に早期に収束させることができる。さらに、エンジン目標駆動力の減少補正を、前後の差回転数変化量に応じて行うので、目標差回転数への差回転数の収束性を高めることができる。また、路面勾配、操舵角、車速およびアクセル開度の少なくとも1つを含む走行状態を表すパラメータに応じて、目標差回転数を設定するので、目標回転数を、車両の実際の走行状態や運転者の意志に応じて、適切に設定することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態による駆動力制御装置を適用した前後輪駆動車両の概略構成図である。

【図2】駆動力制御のメインフローを示すフローチャートである。

【図3】駆動力算出サブルーチンのフローチャートである。

【図4】目標駆動力テーブルの一例を示す図である。

【図5】前輪スリップの判定サブルーチンのフローチャートである。

【図6】図5の判定サブルーチンの残りの部分を示すフローチャートである。

【図7】目標スリップ率テーブルの一例を示す図である。

【図8】車速補正係数テーブルの一例を示す図である。

【図9】操舵角補正係数テーブルの一例を示す図である。

【図10】AP開度補正係数テーブルの一例を示す図である。

【図11】前輪目標駆動力の算出サブルーチンのフローチャートである。

【図12】図11の算出サブルーチンの続きの部分を示すフローチャートである。

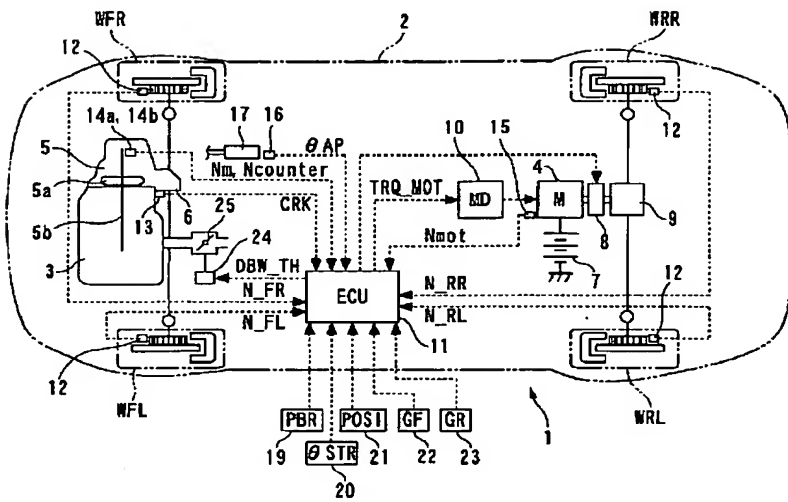
【図13】図11および図12の算出サブルーチンの残りの部分を示すフローチャートである。

【図14】アクチュエータ出力値テーブルの一例を示す図である。

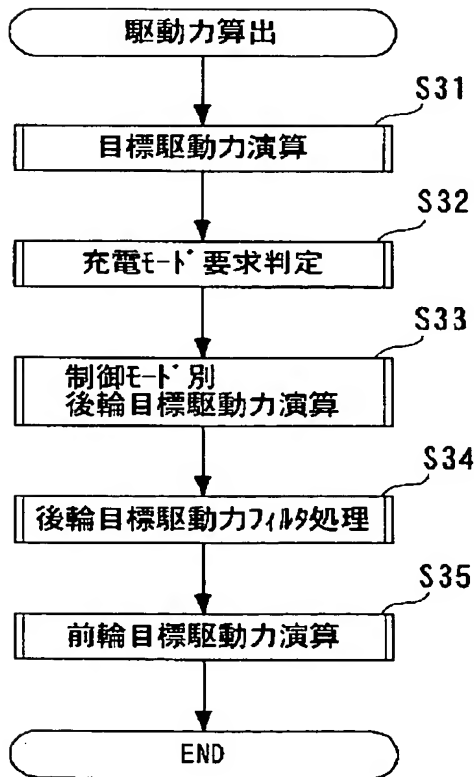
【符号の説明】

- 1 駆動力制御装置
- 2 車両（前後輪駆動車両）
- 3 エンジン
- 4 電気モータ
- 11 ECU（車速検出手段、目標駆動力算出手段、モータ目標駆動力算出手段、エンジン目標駆動力算出手段、差回転数検出手段、目標差回転数設定手段、スリップ判定手段、エンジン駆動力補正手段、モータ駆動力補正手段、差回転数変化量検出手段）
- 12 車輪回転数センサ（車速検出手段）
- 14 カウンタシャフト回転数センサ（差回転数検出手段）
- 15 モータ回転数センサ（差回転数検出手段）
- 16 アクセル開度センサ（アクセル開度検出手段）
- WFL、WFR 前輪
- WRL、WRR 後輪
- θAP アクセル開度
- Vcar 車速
- SLOPE__ANG 登坂角（路面勾配）
- θSTR 操舵角
- FCMD 目標駆動力
- FCMD__MOT 後輪目標駆動力（モータ目標駆動力）
- FCMD__ENG 前輪目標駆動力（エンジン目標駆動力）
- N__SPLT__wheel 前後輪差回転数（差回転数）
- N__SPLT__mot 前後輪差回転数（差回転数）
- DN__F__R 目標前後輪差回転数（目標差回転数）
- dEN__F__R 前後輪差回転数変化量（差回転数変化量）

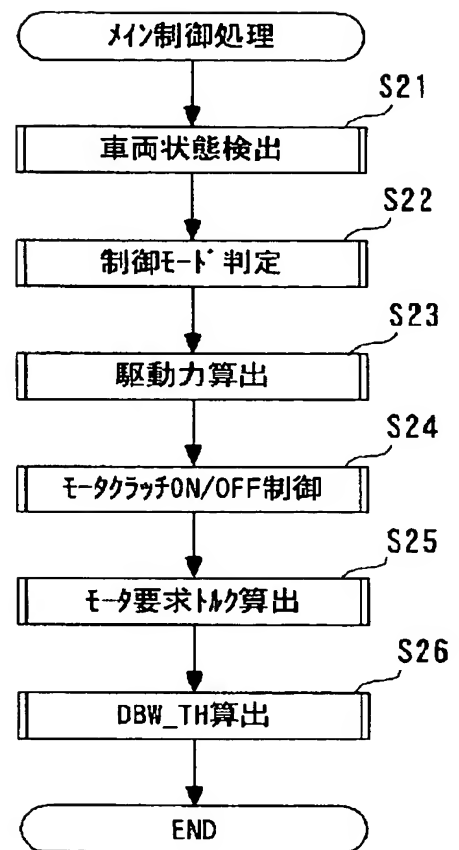
【図1】



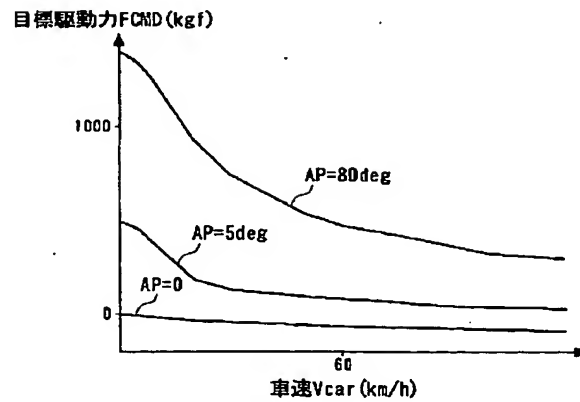
【図3】



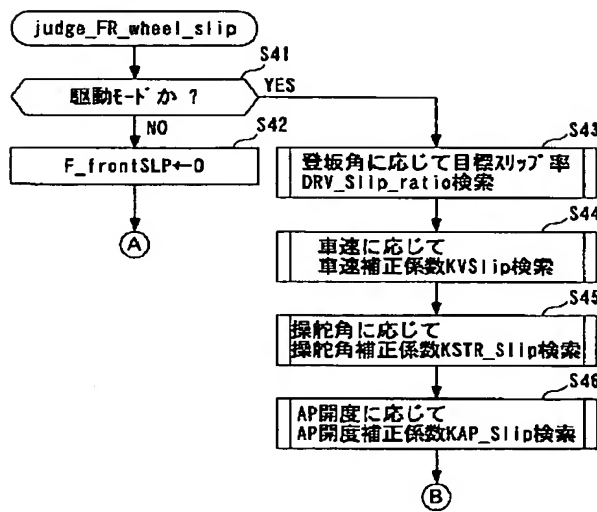
【図2】



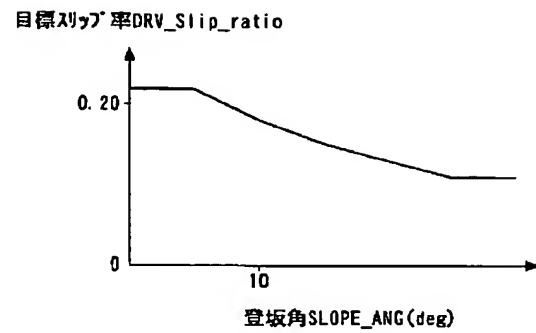
【図4】



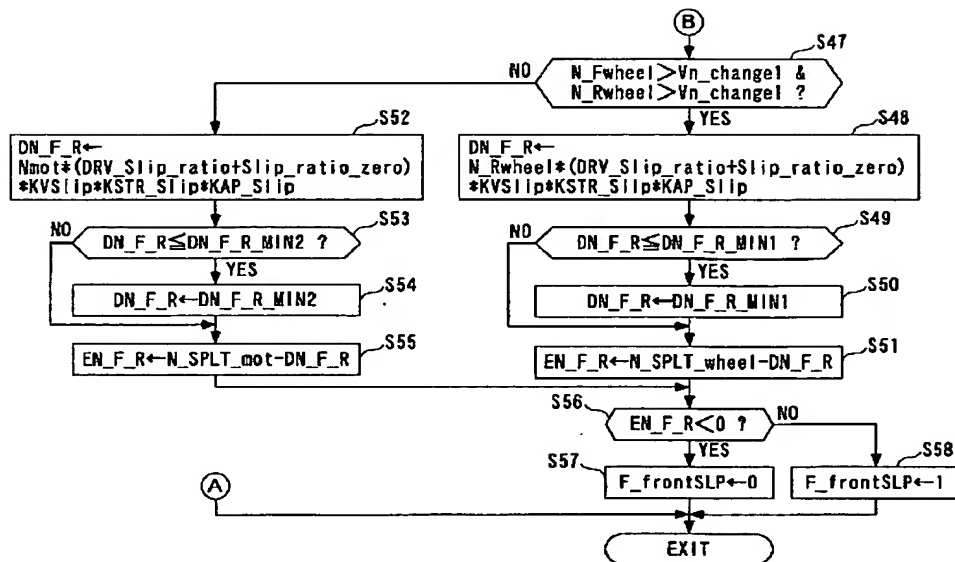
【図5】



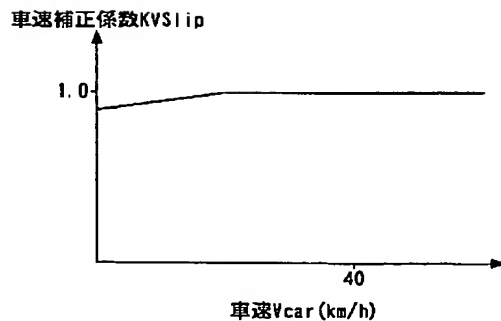
【図7】



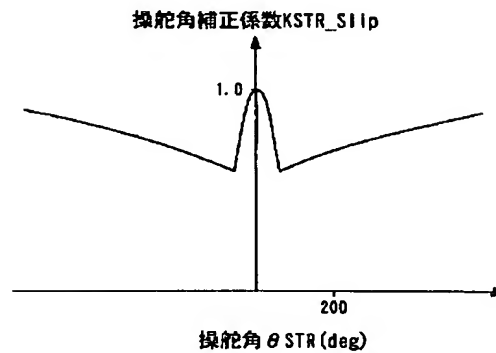
【図6】



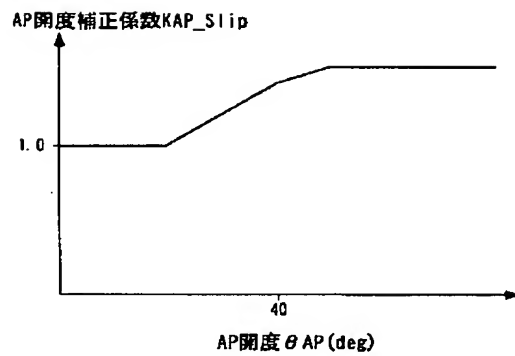
【図8】



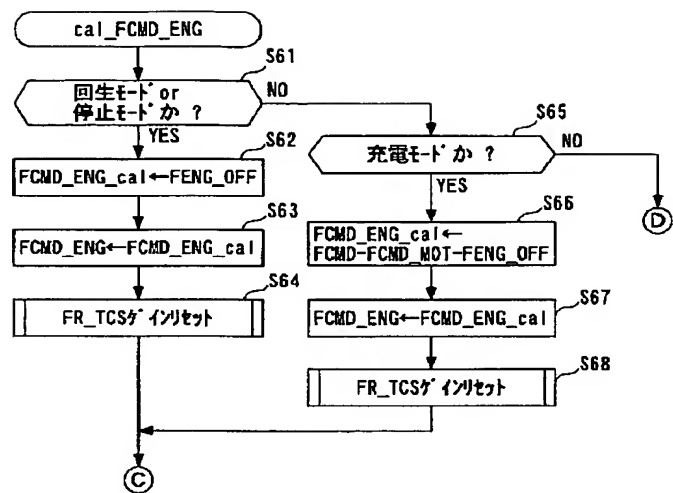
【図9】



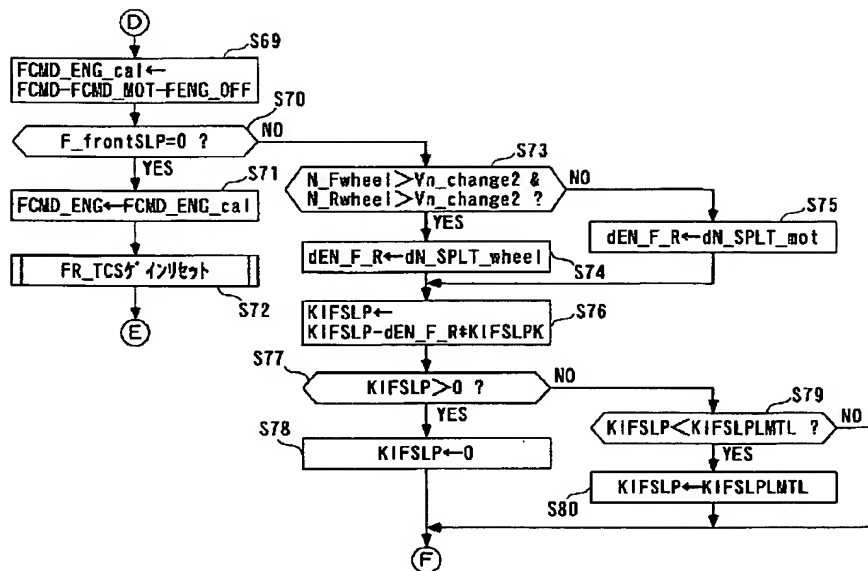
【図10】



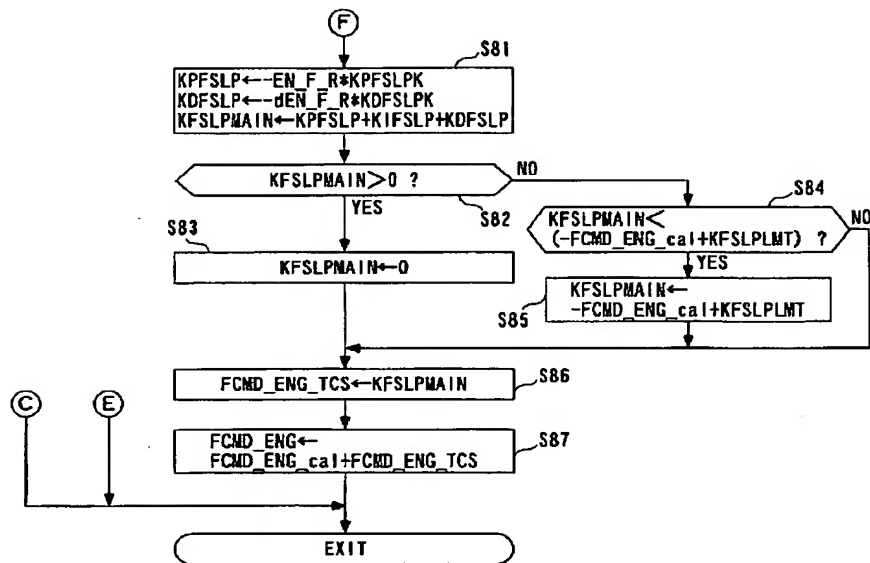
【図11】



【図12】



【图 13】



【図 14】

